



21 世纪高等学校
机械设计制造及其自动化专业参考书

液压传动与气压传动

学习辅导与题解

主 编 唐群国 何存兴

副主编 唐晓群

华中科技大学出版社

中国·武汉

内 容 简 介

本书是“液压与气压传动”课程的辅助教材,主要与教材《液压传动与气压传动》(第三版,由杨曙东、何存兴、唐群国等编写,华中科技大学出版社 2008 年出版)配套使用,以方便教师教学和读者自学。

本书的篇章结构体系基本与教材一一对应,分为液压传动和气压传动两篇,共计 16 章。每章内容包括内容提要、重点难点分析、典型例题三部分,书后安排了两套综合测试题,并附有参考答案。在内容编写上强调对基本概念、基本理论的理解与掌握,并对重点和难点内容进行了归纳和深入剖析。

本书可作为普通高等工科院校、高等职业技术学院讲授或学习“液压与气压传动”课程的师生及相关工程技术人员的参考用书。

前言

液压与气压传动技术在现代国民经济各领域都有广泛的应用,是高等工科院校机械类专业学生和机械工程技术人员需要掌握的一门技术。何存兴等主编的教材《液压传动与气压传动》一书,多年来一直深受广大读者的欢迎。为了方便教师教学和读者自学,我们编写了这本辅助教材,与教材《液压传动与气压传动》(第三版)配套使用。

全书按照内容分为“液压传动”和“气压传动”两篇,共计 16 章,各章内容基本与教材相对应。书后安排了两套综合测试题,且附有参考答案,便于学习者检查自己对基本知识的掌握情况。本书在编写上强调对基本概念、基本理论的理解与掌握,每章内容包括内容提要、重点难点分析、典型例题三部分。内容提要部分是对每章主要内容的简明扼要的总结归纳;重点难点分析部分对每章中涉及的重要概念、重要知识点进行了深入剖析;典型例题部分对精选的例题给予了详细解答,以帮助读者提高应用相关知识分析和解决实际问题的能力。每章的例题部分取自教材各章后的习题,部分为增选的,以期对原教材有所补充和拓展。

本书由华中科技大学唐群国、何存兴主编。由陈晶田编写第 1 篇第 1 章和第 2 章,唐群国编写第 3 章至第 9 章、自测题及答案,唐晓群编写第 2 篇各章。全书由何存兴教授审阅。

在编写本书过程中我们得到了华中科技大学机械科学与工程学院液压与气动研究中心全体教师的支持与帮助,研究生刘丽萍绘制了本书部分插图,在此表示衷心感谢。对本书参考文献的作者,也在此一并表示感谢。

由于编者水平有限,书中难免有疏漏甚至错误之处,敬请广大读者批评指正。

编者

2008 年 10 月

于湖北武汉

目 录

第1篇 液压传动

第1章 液压传动概述	(3)
1.1 内容提要	(3)
1.2 重点难点分析	(3)
1.3 典型例题	(5)
第2章 液压流体力学基础	(7)
2.1 内容提要	(7)
2.2 重点难点分析	(7)
2.3 典型例题	(16)
第3章 液压泵	(32)
3.1 内容提要	(32)
3.2 重点难点分析	(32)
3.3 典型例题	(37)
第4章 液压执行元件	(43)
4.1 内容提要	(43)
4.2 重点难点分析	(43)
4.3 典型例题	(46)
第5章 液压控制阀	(52)
5.1 内容提要	(52)
5.2 重点难点分析	(52)
5.3 典型例题	(60)
第6章 液压辅助元件	(73)
6.1 内容提要	(73)
6.2 重点难点分析	(73)
6.3 典型例题	(75)
第7章 液压基本回路	(78)
7.1 内容提要	(78)
7.2 重点难点分析	(78)
7.3 典型例题	(80)
第8章 典型液压系统	(96)

8.1	内容提要	(96)
8.2	重点难点分析	(96)
8.3	典型例题	(97)
第 9 章	液压系统的设计计算	(105)
9.1	内容提要	(105)
9.2	重点难点分析	(105)
9.3	典型例题	(107)

第 2 篇 气压传动

第 10 章	气压传动概述	(115)
10.1	内容提要	(115)
10.2	重点难点分析	(115)
第 11 章	气压传动基础知识	(117)
11.1	内容提要	(117)
11.2	重点难点分析	(117)
11.3	典型例题	(118)
第 12 章	气源装置和辅助元件	(128)
12.1	内容提要	(128)
12.2	重点难点分析	(128)
12.3	典型例题	(129)
第 13 章	气动执行元件	(133)
13.1	内容提要	(133)
13.2	重点难点分析	(133)
13.3	典型例题	(133)
第 14 章	气动控制元件	(138)
14.1	内容提要	(138)
14.2	重点难点分析	(138)
14.3	典型例题	(139)
第 15 章	气动基本回路	(141)
15.1	内容提要	(141)
15.2	重点难点分析	(141)
15.3	典型例题	(142)
第 16 章	气动系统设计	(146)
16.1	内容提要	(146)
16.2	重点难点分析	(146)
16.3	典型例题	(147)
综合测试题	(155)
综合测试题参考答案	(162)
参考文献	(166)

第 1 篇

液 压 传 动

第 1 章

液压传动概述

1.1 内 容 提 要

在实践中使用的液压系统各式各样,往往差别很大,但其组成和工作原理却是相似的。本章通过一个简单的千斤顶例子,介绍了液压传动的组成、工作原理及传动的性能特点,并与常见的机械传动和电力传动进行了比较。同时,还讨论了液压传动系统对液压传动工作介质即液压液的性能要求,介绍了常用液压液的类型、特点及适用场合。

对本章应着重理解并掌握液压传动系统的工作原理、基本组成及主要特点。对液压介质的分类及其使用场合作一般性了解即可。

1.2 重点难点分析

1. 液压传动与液力传动的区别

液压传动与液力传动都使用液体作为能量传递的介质,同属于流体传动与控制这一学科范畴,但液压元件及液压系统是依靠液体的压力能来传递功率并驱动执行元件工作的,而液力传动则依靠液体的动能传递功率并完成对外做功,如离心式水泵就是通过叶片的转动将机械能转化为流经叶片表面的液体动能的。液压系统的工作压力较高,一般的离心泵不能用于液压系统。

2. 液压泵出口压力或液压系统的压力的决定因素

液压泵出口压力或液压系统的压力取决于负载。液压传动基于帕斯卡(Pascal)静压传递原理,只有系统存在负载,才能建立起相应的压力,液压泵才处于带载工作状态。如果不考虑

液体的流动能量损失等因素,一旦负载消失,液压泵就处于卸荷状态,理论上无功率输出。但流体在液压管道或液压元件中流动总存在流动的阻力,会造成压力损失,因此“液压系统的压力取决于负载”这一提法中的“负载”是指包括流动阻力在内的广义负载。

3. 液压传动的特点

(1) 液压传动的主要特点与采用的传动介质有关。

①由于液体的易流动性,液压系统可通过管路连接各元件,因此系统的安装布置受空间场地的约束小,布置灵活方便。

②通过管道可以实现从原动机及液压泵到执行元件(工作位置)之间较远距离的功率传输。

③液压传动可以通过提高系统工作压力或调整液压缸、液压马达的结构尺寸得到很大的力或力矩输出,因此系统的功率密度大、体积小。

④由于执行元件的输出速度与输入流量成正比,因此可以获得大范围内的无级平滑调速。

⑤在液压系统中设置安全阀,就可以方便地实现系统的过载保护。

(2) 液压元件和液压系统在使用和维护上存在的问题。

同样,由于液体的某些固有物理特性,液压元件和液压系统在使用和维护上存在以下一些问题。

①泄漏。液体通过系统内零件间密封间隙的泄漏会影响元件和系统的容积效率,如果油液向工作环境泄漏,则会导致污染,而当工作场合存在高温或明火时,液压油的外泄还会带来安全隐患。

②液体的粘度一般受温度影响较大,而粘度对液压元件及系统的工作性能、控制特性影响很大,因此液压传动对温度有一定要求。

③液体具有可压缩性,在系统压力较高时,压缩性将给系统的效率、动态特性等带来不利影响。因为泄漏和介质的可压缩性,液压传动难以实现像齿轮传动那样精确的传动比。

④由于液体介质的泄漏、可压缩性,以及流动压力损失、粘性摩擦等因素,致使液压元件及系统的总效率较低,这是大功率系统必须考虑的问题。

⑤液压元件及系统的可维修性不好,故障诊断困难。

⑥由于液压元件结构较复杂,使用过程中又存在介质的污染、氧化变质等问题,因此液压传动的可靠性较低。

液压传动的诸多优点使其历经百余年的发展,至今仍广为应用;也正是由于存在上述一些问题,液压传动技术在许多场合都被冷落了。

液压传动、气压传动、电气传动与机械传动的性能特点比较参见表 1-1。

表 1-1 液压传动、气压传动、电气传动与机械传动的性能比较

比 较 项 目	驱 动 方 式			
	机 械	电 气	气 动	液 压
能传送或产生的力	中	中	较大	大
驱动速度(直线)	小	中	大	较大
响应速度	中	快	较快	较快
传递位置精度	高	高	较差	较高
遥控的可能性	困难	易	易	易
对安装位置的限制	大	小	小	小
速度控制	困难	容易	较易	容易
体积	大	中	小	小
价格	低	较高	低	高

4. 液压液的种类

液压液并非纯净的液体。为了满足液压元件和系统的工作要求,液压液中添加有各种增强或改善介质某些物理性能的添加剂,如抗锈剂、消泡剂、抗氧化剂、增粘剂等,因此它是一种溶液或混合物。

实际的液压系统因为工作环境、压力等的差别,对采用液压传动的工作装置的工作性能要求也不一样,因此对某一确定的液压系统来说,为了提高系统的工作性能,选取适宜的液压液种类非常重要。

在当前和今后很长一段时期内,液压液仍将以矿物油为主,各种难燃液在冶金、矿山、注塑等行业仍将会首先被考虑,但随着社会和科技的发展,绿色环保的液压介质,特别是天然海水或淡水将是未来液压介质必然的选择。

1.3 典型例题

例 1-1 液压油的牌号(15,22,32……)有什么意义?(教材习题 1-3)

提示 粘性是液压油最重要的物理性能,因此粘度是选择液压液时首先要考虑的因素之一。

答 目前我国对液压油牌号是采用液压油在 40℃时运动粘度的平均值来规定的,如 32 号液压油,在 40℃时运动粘度大约为 32 mm²/s。

例 1-2 一台工程机械,夏天在高温下工作,冬天在零下几十度的严寒条件下工作,应当

怎样选择液压油? (教材习题 1-6)

答 由于该工程机械工作环境温度变化很大,而液压油的粘度随温度升高而降低,为了使液压油的粘度保持在合适的范围内(不过高,也不过低),在温度较高的夏季,应选用粘度较高的液压油,在冬季则应选用粘度较低的液压油。

例 1-3 目前使用的抗燃工作液有哪几种? (教材习题 1-7)

答 抗燃液压液,亦称难燃液压液,根据成分和制备方法分为四类:乳化液、无水合成液、水-乙二醇液及高水基液,其中,高水基液根据成分不同又分为高水基乳化液、高水基合成液。常用的合成液是磷酸酯液。目前正在发展的纯水液压传动,采用天然的海水或淡水。

例 1-4 液压系统和液压元件对液压介质的性能要求主要有哪些?

提示 液压系统或液压元件对液压液的要求与主机工作条件、使用环境等因素有关,应具体问题具体分析。

答 主要有:适宜的粘度,这是因为考虑到泄漏和粘性摩擦影响;粘温特性好,这是因为考虑到环境或系统温度变化对介质粘度的影响;良好的润滑性,这是因为考虑减小液压元件内部的运动副之间的摩擦磨损;防锈性好;良好的化学稳定性,主要是抗氧化特性,以延长液压液的使用寿命;抗泡沫性和抗乳化性好,抗泡沫性亦称消泡性,抗乳化性是液压油中混入水分后不产生乳化的特性;材料相容性好,对液压元件的材料无腐蚀作用;无毒,价格便宜。

第 2 章

液压流体力学基础

2.1 内 容 提 要

流体力学是关于流体在运动过程中的受力及在力作用下的平衡、运动规律及其应用的科学,是力学的一个分支。流体力学的基本知识和有关规律是流体传动技术的理论基础。本章主要介绍了流体力学的一般规律,以及与液压元件和液压系统的设计和使用联系较为密切的流动现象及其分析计算方法。正确理解和掌握这些定理、定律的物理意义及使用方法,能够解决一般的流体力学问题,是学习本章的基本要求。

概括地说,本章涉及的流体力学知识有:流体的粘性及牛顿粘性摩擦定律、流体静力学平衡方程、流体动力学方程、流体连续性方程、动量定理、能量方程、流动的能量损失计算方法、孔口出流的规律、缝隙流动的规律、液压冲击和气穴气蚀问题。

2.2 重点难点分析

1. 流体的粘度及影响因素

任何流体都有粘性。液体的粘度主要取决于其自身的成分,同时受温度及压力的影响。在通常的工作条件下,温度对粘度的影响更显著。压力对粘度的影响只有在压力很高时才较为明显,如对于高副接触的齿轮传动、滚动轴承的润滑等问题,只有考虑压力对粘度的影响才能获得与实际相符的解答。

关于液体粘度与温度、压力的关系,除了教材上给出的式(2-4)外,还有其他一些经验公式可供参考。下面给出几个有代表性的方程。

1) 粘度与温度关系方程

(1) 雷诺(Reynolds)方程

$$\mu = \mu_0 \exp[-\beta(t - t_0)]$$

式中: β 为粘温指数, 可取 $0.03/^\circ\text{C}$ 。

(2) 伏格尔(Vogel)方程

$$\mu = \mu_0 \exp \frac{b}{t + \theta}$$

式中: b 为常数; θ 表示“无限温度”, 对于标准矿物油, 可取 95。

以上两式中, μ_0 为大气压下温度 t_0 时的液体粘度。

2) 粘度与压力的关系方程

(1) 巴勒斯(Barus)方程

$$\mu = \mu_0 \exp \alpha p$$

式中: α 为粘压指数。

(2) 卡梅隆(Cameron)方程

$$\mu = \mu_0 (1 + c p)^{16}$$

式中: c 为系数, 可取 $\alpha/15$ 。

(3) 罗兰兹(Roelands)方程

$$\mu = \mu_0 \exp(\ln \mu_0 + 9.67) \left[-1 + \left(1 + \frac{p}{p_0} \right)^\gamma \right]$$

式中: γ 为指数, 对一般矿物油取 0.68; p_0 为压力系数, 可取 5.1×10^{-9} 。

以上各式中, μ_0 为 1 个标准大气压下油液的粘度。

实验表明, 在压力小于 1 GPa 时, 巴勒斯方程形式简单且基本与实际相符, 但压力超过 1 GPa 后, 方程误差较大, 而此时罗兰兹方程较符合实际。

在压力和温度变化均较大的情况下, 有罗兰兹方程

$$\mu = \mu_0 \exp(\ln \mu_0 + 9.67) \left[(1 + 5.1 \times 10^{-9})^{0.68} \left(\frac{t - 138}{t_0 - 138} \right)^{-1.1} - 1 \right]$$

式中: μ_0 为 1 个标准大气压下、温度为 t_0 时液体的粘度。教材上给出的式(2-4)方程形式简单, 而罗兰兹方程较为准确。

2. 流体力学的主要定理、定律

虽然流体力学的研究对象是易变形、易流动、具有一定可压缩性的流体, 但作为物质存在的一种形式, 流体的运动也满足一般物质运动的普遍规律, 即质量守恒定律、能量守恒定律及牛顿第二定理(动量定理), 只是这些定律和定理在流体的运动中的具体描述形式, 即方程不同。

流体力学从内容上可分为流体静力学、流体运动学和流体动力学。

1) 牛顿内摩擦定律

粘性作为流体的一种基本物理属性,表征了存在于有相对运动的流体层之间或流体与固体壁面间的摩擦力特性,因此只有在流体流动时才存在此摩擦力。静止流体内是不存在内摩擦阻力的,也即是不存在粘性切应力的,可以视为理想流体。

牛顿内摩擦定律给出了粘性切应力的计算方法:

$$\tau = \mu \frac{du}{dz}$$

式中: μ 为动力粘度,国际单位为 $\text{Pa} \cdot \text{s}$,工程上通常用泊(P)或厘泊(cP)表示。

粘性有时也用运动粘度表示,运动粘度的国际单位为 mm^2/s ,工程上也用斯(St)或厘斯(cSt)表示。

值得注意的是,并非所有流体均遵循上述关系,由此将流体分为牛顿流体和非牛顿流体两类。凡是切应力与速度梯度符合牛顿内摩擦定律的称为牛顿流体,否则称为非牛顿流体。非牛顿流体的切应力与梯度的关系存在多种形式,与液体种类有关。

2) 流体静力学基本方程

静力学研究流体在静止(包括绝对静止和相对静止)时在力(包括质量力和表面力)作用下的平衡规律。用矢量形式表达的静力学平衡微分方程为

$$\mathbf{f} - \frac{1}{\rho} \text{grad} p = 0$$

式中: \mathbf{f} 是作用在流体上的单位质量力; ρ 为密度; p 为压力。

由此可以导出流体处于绝对静止且质量力仅有重力时的静压强公式,即

$$p = p_0 + \rho gh$$

式中: p_0 为静止液体自由液面上的压力。

3) 流体的连续性方程

该方程揭示了流体流动过程中的质量守恒规律。对于液体,在压力不高的条件下,通常忽略其可压缩性,将其视为不可压缩流体。如果流动是定常的,对于非等截面的管内流动,如图 2-1 所示,取任意两过流断面,均满足下式:

$$\rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2 = \text{常量}$$

方程中各符号的意义参见图 2-1,其中速度和密度均为过流断面上的平均值。

4) 伯努利(Bernoulli)方程

伯努利方程表征了流体在流动过程中的能量转化和守恒规律,即位势能、动能及压力能,以及流体在流动过程中损失的能量之间的关系。

如图 2-2 所示,对于理想流体在管内流动的总流,有如下伯努利方程:

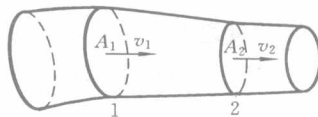


图 2-1 流体在变截面管内的流动连续性

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2}$$

考虑粘性损失的实际流体总流的伯努利方程:

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2} + h_w$$

式中: α_1 、 α_2 为动能修正系数; h_w 为单位质量液体在两断面之间流动的水头损失。

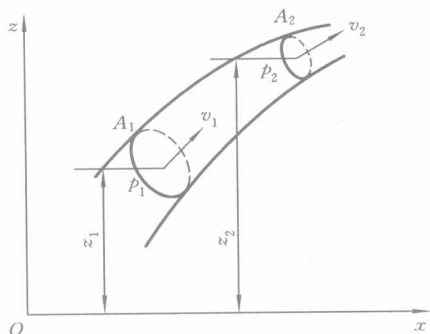


图 2-2 管内流体总流的伯努利方程分析

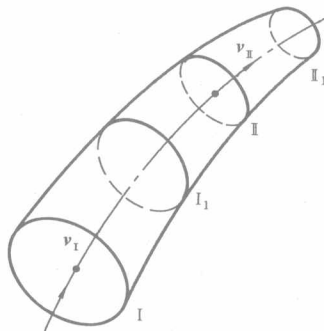


图 2-3 管流动量定理

5) 动量定理

液体流动的动量定理反映了被研究的流体质点系统动量的变化率与作用在流体上的外力之间的关系,因此通常用于求解流体与固体壁面间的相互作用力问题。工程上的大多数问题,通常都可以简化为不可压缩定常流动模型,且有如下形式的动量定理方程:

$$\sum F_i = \rho q (v_{II} - v_I)$$

即作用在控制体内液体上的所有外力矢量和等于单位时间内流出控制体与流入控制体的液体的动量之差。

式中符号的意义参见图 2-3。

3. 液压传动中的流体力学问题

1) 液体流动过程中的能量损失

由于粘性摩擦力的存在,液体在流动过程中会产生能量损失,而且当流体流经一些局部障碍如管接头、弯管、液压阀口时,流体速度的方向及大小会发生剧烈变化,导致流体内部的强烈摩擦而损耗部分能量,以上流体的两种能量损失表现为流体压力或水头的降低,所以流体流动过程中的能量损失通常用压降来表示。

流体流动过程中的能量损失分为沿程能量损失和局部能量损失两类,前者均匀发生在整个流程上,是由液体的粘性摩擦引起的;后者发生在流程中的局部障碍处,通常伴随着旋涡和

流体的脱壁及重新附壁过程。

管内流动的沿程压力损失为

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

式中: λ 为沿程压力损失系数; l 为管道长度; d 为管道内径; v 为管内过流断面上的平均流速。

局部压力损失为

$$h_m = \xi \frac{v^2}{2g}$$

式中: ξ 为局部损失系数; v 为液体过流断面上的平均速度, 通常是位于局部障碍下游的稳定流速。

一般的管道通常由多段内径或长度不同的管道首尾相接而成, 管路上的管接头、弯管等构件也不止一个, 因此对于总体的流动损失, 可以通过对各段上的沿程损失和各个局部损失求和得到, 即

$$h_f = \sum h_l + \sum h_m = \sum \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} + \sum \xi \frac{v^2}{2g}$$

2) 孔口流动

液压元件中往往存在各种孔口结构, 特别是液压控制阀, 其主要是通过孔口的节流作用实现对流动参数的控制。尽管孔口的实际结构形状不一而足, 但从流体经过孔口的流动特征看, 可以归结为两类, 即薄壁孔口和厚壁孔口(管嘴), 二者在结构上的差别在于孔的壁厚与孔内径的比值: $l/d \leq 0.5$, 称为薄壁孔口; $0.5 < l/d < 4$, 称为厚壁孔口(管嘴)。

如图 2-4 所示为厚壁孔口。从流体经过孔口的流动特征来看, 厚壁孔口与薄壁孔口的差别在于流体流经厚壁孔口时, 流束的收缩发生在入口附近的管内某点上, 随后流束扩散重新与管壁接触; 而流体流经薄壁孔口时, 流束在孔口下游靠近孔口的某一位置收缩到极小, 然后扩散。因此, 流体流经薄壁孔口的流动, 其局部能量损失主要发生在流束收缩过程中; 而流经厚壁孔口的流动, 局部能量损失发生在流束收缩和扩散附壁两个过程中, 且在后面的流动还有一部分沿程损失(相对较小)。

无论是薄壁孔口, 还是厚壁孔口, 流体经过孔口的流量都可以统一地表达为

$$q = C_q A_0 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

式中: C_q 为流量系数, 与孔口结构及孔口附近的流动雷诺数有关。

3) 缝隙流动

缝隙是两固体表面所夹的高度尺寸远远小于宽度和长度的结构, 缝隙大量存在于液压元

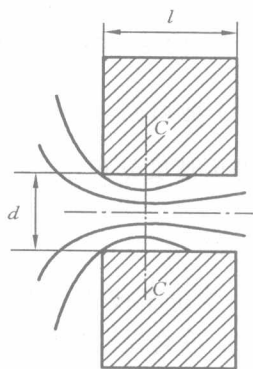


图 2-4 液体流经厚壁孔口

件中,缝隙内液体的流动情况对于两相对运动表面的润滑、密封、摩擦损失等有直接影响。

实际存在的缝隙结构往往呈现出各种形态,如平行平板缝隙、倾斜平板缝隙、环形柱面缝隙、平行圆盘缝隙等,液体在各种缝隙内的流动规律可以在最简单的平行平板缝隙内的流动规律的基础上得到。

平行平板缝隙内液体的速度分布和流量方程如下。

(1) 压差流动(见图 2-5)。

断面速度分布:

$$u = \frac{p_1 - p_2}{2\mu l}(\delta - z)z$$

流量:

$$q = \frac{b\delta^3}{12\mu l}(p_1 - p_2)$$

式中: u 为流体的动力粘度; l 为缝隙长度; δ 为缝隙高度; b 为缝隙宽度。以下公式中的符号意义同上。

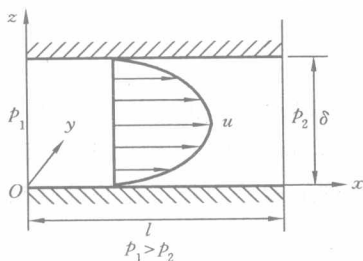


图 2-5 平行平板缝隙压差流动

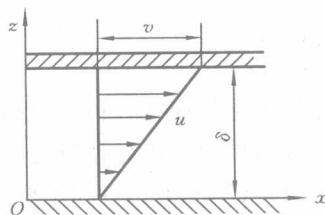


图 2-6 平行平板缝隙剪切流动

(2) 剪切流动(见图 2-6)。

断面速度分布:

$$u = \frac{v}{\delta}z$$

流量:

$$q = \frac{b\delta}{2}v$$

式中: v 为上平板沿 x 轴方向的运动速度。

(3) 联合流动(见图 2-7)。

断面速度分布:当下平板固定、上平板以速度 v 运动时,

$$u = \frac{(p_1 - p_2)}{2\mu l}(\delta - z)z \pm \frac{v}{8}z$$

当上平板固定、下平板以速度 v 运动时,

$$u = \frac{(p_1 - p_2)}{2\mu l}(\delta - z)z \pm \left(1 - \frac{z}{\delta}\right)v$$

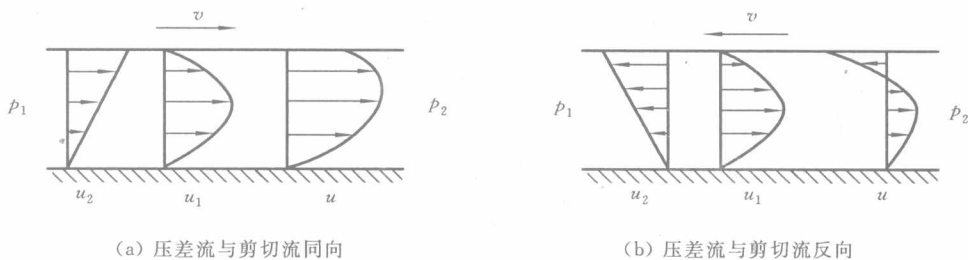


图 2-7 联合流动

流量均为:

$$q = \frac{b\delta^3(p_1 - p_2)}{12\mu l} \pm \frac{b\delta}{2}v$$

式中:“+”号用于剪切流与压差流同方向的情形,“—”号用于二者反方向的情形。

(4) 圆柱环状缝隙流。

同心环状柱面缝隙的轴向流动(见图 2-8):

$$q = \frac{\pi d\delta^3(p_1 - p_2)}{12\mu l} \pm \frac{\pi d\delta}{2}v$$

当环状柱面缝隙存在偏心时,

$$q = \frac{\pi d\delta^3(p_1 - p_2)}{12\mu l}(1 + 1.5\epsilon^2) \pm \frac{\pi d\delta}{2}v$$

式中: ϵ 为偏心率, $\epsilon = e/\delta$;“±”号的选取与前述相同。

(5) 平行圆盘缝隙流。

平行圆盘缝隙的源流流动(见图 2-9):

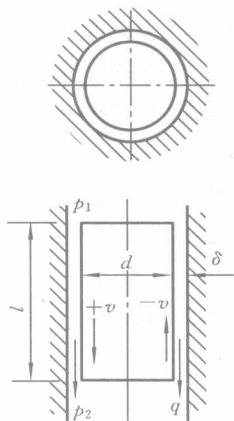


图 2-8 同心环状柱面缝隙

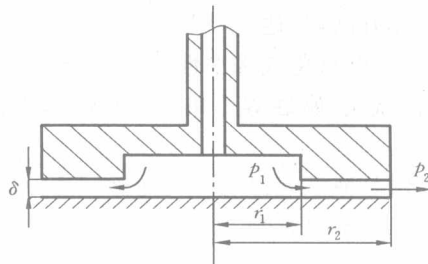


图 2-9 平行圆盘缝隙源流

$$q = \frac{\pi \delta^3 (p_1 - p_2)}{6\mu \ln \frac{r_2}{r_1}}$$

平行圆盘缝隙的汇流流动:

$$q = - \frac{\pi \delta^3 (p_1 - p_2)}{6\mu \ln \frac{r_1}{r_2}}$$

4) 液压冲击

液压冲击在本质上是一种惯性冲击,是流体在流动过程中速度发生的瞬时变化引起的。液压冲击过程伴随的流体压力的上升往往超过正常值数倍,因此会引起振动、噪声,甚至导致液压元件或仪表过载失效。

液压冲击的形成过程与液体的可压缩性有关,液压冲击的压力超调值为

$$\Delta p = \rho c v$$

式中: c 为介质中的声速; v 为发生液压冲击前液体的平均流速。

其中

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \sqrt{1 + \frac{d}{\delta} \frac{K}{E}}$$

式中: K 为液体的体积模量; E 为管道材料的弹性模量; d 为管道内径; δ 为管道壁厚。

5) 气穴与气蚀

气穴是在液体流动过程中伴随压力降低而发生的一种现象,气蚀则是气穴的结果。气体会以溶解或以微细气泡混入的形式存在于液体内。在一定压力和温度下,液体对气体的溶解量是一定的,当压力减小或温度降低时溶解量降低。因此,在液体压力降低时,混入的气泡会膨胀、聚合;过饱和的溶解气体会析出,形成更多气泡。如果液体压力降低至该液体在此温度下的饱和蒸汽压时,液体将沸腾而产生大量气泡。因压力降低而出现的气泡会随液体流动,当液体的压力在某一位置得以恢复而升高时,气泡会因挤压而急剧缩小,在这一过程中气泡内部压力迅速升高,可达 100 MPa,温度也升高,可达 1 000 °C,直至气泡溃灭。气泡溃灭伴随着压力冲击、高温氧化或腐蚀性气体的释放。当气泡溃灭发生在元件表面附近时,将对表面材料形成冲击、氧化、腐蚀等作用,久而久之,表面将有粒状或片状材料脱落,呈现蜂窝状,这就是气蚀。

气蚀是液压元件发生失效破坏的原因之一,气穴现象对液压元件的噪声、控制阀的控制性能都会产生不利影响。

4. 压力体的概念及应用

静止液体对物体壁面的作用力,可以通过压强分布函数沿被作用表面积分得到。但对于工程实际应用而言,积分过程有时是非常繁杂的,因此可直接利用关于静压力合力求解的一般

性结论来求得。

对于平面壁,静压力的合力大小

$$F = (p_0 + \rho gh_c)A$$

式中: h_c 为平面壁形心点对应的淹深(距自由液面垂直距离); A 为壁面面积。

合力的方向沿壁面内法线,作用点位于壁面形心下方某点,该点可以在所建坐标系下通过合力矩定理求出。

对于曲面壁,因为静压力的作用构成一空间任意力系,需要通过力的分解与合成原理,先求出沿三个垂直方向的分力,再求出合力。

求解垂直方向分力时可以利用取压力体的方法,以简化求解过程。即

$$F_y = p_0 A_y + \rho g V$$

式中: V 为曲面对应的压力体体积。

压力体的确定方法:沿曲面边界各点向自由液面作垂线,曲面、所有垂线与液面所包围的空间体积即为曲面对应的压力体。

例如,对于如图 2-10 所示的二向曲面,其对应的压力体为阴影部分所含的体积。压力体中上半部分因为曲面受浮力,故称为虚压力体;下半部分相应的曲面受压力作用,故称为实压力体。应该注意的是,整个曲面对应的压力体体积是对实压力体与虚压力体相应的体积求代数和得到的。

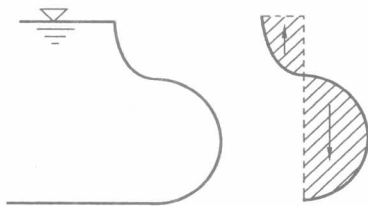


图 2-10 曲面及其对应的压力体

曲面壁水平方向的液体作用分力按照液体对平面壁的作用力求法,由曲面在相应方向上的投影面积求解。

5. 伯努利方程的应用

伯努利方程是一标量方程,方程中涉及沿总流的两个过流断面上的速度、压力及位置高度。在应用时应注意,方程的得出基于以下条件:

- (1) 质量力只有重力;
- (2) 流体不可压缩;
- (3) 定常流动;
- (4) 所取过流断面上的流体流动为缓变流动,即流线为近似平行的直线。

对以上条件一般的工程问题都会自然或近似满足,因此解题时主要是选取合适的缓变过流断面,通常取已知量较多或待求量所在的断面来建立方程。

列方程时可以取断面上任意一点的参数,一般取形心点参数,两断面的位势能项应取同一零势面为基准,既可采用绝对压力,也可采用相对压力,但两断面上的压力应统一基准。

6. 动量定理的应用

动量定理是一个矢量方程,因此在具体应用时应建立适当的坐标系,列出投影方程进行求解。在建立坐标系时,通常是选择平行于已知量或待求量的方向作为坐标轴方向,以简化计算过程。在对力、速度矢量投影时应注意正负问题。

方程是基于控制体的概念而导出的,因此应用动量定理时一般首先确定一个控制体,然后分析控制体内流体进出动量及作用在控制体内流体上的全部外力。注意分析受力时不能有遗漏,特别是不能漏掉与压力体内流体接触的外部流体的作用压力。

动量方程中的压力可以采用相对压力,也可以采用绝对压力,但必须统一基准。

7. 流体流动的压力损失计算问题

通常,根据局部障碍的结构形状与尺寸,通过查手册中的有关表格得到对应的局部损失系数 ξ 后,即可按照公式计算局部压力损失。

管内流动的沿程压力损失计算较为复杂,因为沿程损失系数 λ 与管内的流动形态有关,即对层流与紊流有不同的确定 λ 的方法。

层流和紊流的判别依据是雷诺数:

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu}$$

式中: v 为管流的平均速度。雷诺数反映了流体流动时的惯性力与粘性力的相对大小。

对于圆管流动,通常根据试验结果认为:当 $Re \leq 2300$ 时为层流,当 $Re > 2300$ 时为紊流。

层流时的沿程损失系数可以通过理论方法导出,一般有 $\lambda = \frac{64}{Re}$ 。

紊流时的沿程损失系数则与雷诺数、管壁粗糙度等有关,一般通过试验方法给出。工程上通常根据莫迪(Moody)图按给定条件查取 λ ,也可以根据雷诺数的大小通过相应的经验公式计算得出,两种方法在本质上是一致的。

2.3 典型例题

例 2-1 某油管内径 $d=5\text{ cm}$,管中流速分布方程为 $u=0.5-800r^2\text{ (m/s)}$,已知管壁粘

性切应力 $\tau_0 = 44.4 \text{ Pa}$ 。试求该油液的动力粘度 μ 。(教材习题 2-1)

提示 在牛顿粘性摩擦定律中,流体速度梯度是指垂直于流体流动方向的速度变化率,根据本例中的速度分布函数知,速度沿壁面向管道中心线方向升高。

解 根据牛顿粘性摩擦定律

$$\tau = \mu \frac{du}{dr}$$

得

$$\tau = -1\,600\mu r$$

当 $r = d/2$ 时,

$$\tau = -1\,600\mu \times \frac{0.05}{2} = -44.4$$

解得

$$\mu = 1.11 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

例 2-2 如图 2-11 所示的油箱底部有锥阀,其尺寸为 $D = 100 \text{ mm}$, $d = 50 \text{ mm}$, $a = 100 \text{ mm}$, $d_1 = 25 \text{ mm}$,箱内油位高于阀芯 $b = 50 \text{ mm}$ 。油液密度为 $\rho = 830 \text{ kg/m}^3$,略去阀芯的自重,且不计运动时的摩擦阻力。试确定:

(1)当压力表读数为 10 kPa 时,提起阀芯所需要的初始力 F ;

(2)使 $F = 0$ 时的箱中空气压力 p_M 。(教材习题 2-3)

提示 解答本题时如果能够利用压力体概念求解液体对锥面的作用力,将会简化求解过程,按照压力分布函数通过积分求解则会非常烦琐且容易出错。

解 (1)对于阀芯,不计重力及摩擦力时,作用于其上的力有流体的压力及提升力,设流体压力对阀芯的作用合力在垂直方向上的分力为 F_y ,则

$$F_y = \rho g V + p_0 (A_{x1} - A_{x2})$$

p_0 为气体压力, A_{x1} 为锥阀上表面面积,有

$$A_{x1} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_1^2) = \frac{3.14}{4} \times (0.1^2 - 0.025^2) \text{ m}^2 = 7.359 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

A_{x2} 为锥面在水平面上的投影面积,有

$$A_{x2} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = \frac{3.14}{4} \times (0.1^2 - 0.05^2) \text{ m}^2 = 5.8875 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

V 为阀芯受液体压力作用的表面积所对应的压力体体积,对于锥阀上表面为

$$V_1 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_1^2) b = \frac{\pi}{4} \times (0.1^2 - 0.025^2) \times 0.05 \text{ m}^3 = 3.68 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

对于锥面,对应的压力体体积为

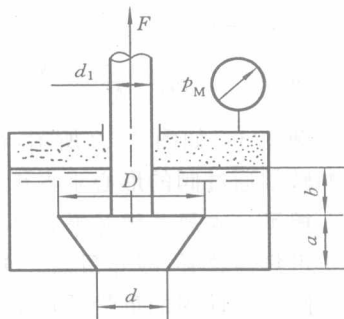


图 2-11 油箱底部锥阀

$$\begin{aligned}
 V_2 &= \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)(a + b) - \left[\frac{\pi D^2 a}{4} - \frac{1}{3}\pi a \left(\frac{D^2}{4} + \frac{d^2}{4} + \frac{Dd}{4} \right) \right] \\
 &= \left\{ \frac{3.14}{4}(0.1^2 - 0.05^2)(0.1 + 0.05) - \left[\frac{3.14 \times 0.1^2 \times 0.1}{4} \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. - \frac{1}{3} \times 3.14 \times 0.1 \times \left(\frac{0.1^2}{4} + \frac{0.05^2}{4} + \frac{0.1 \times 0.05}{4} \right) \right] \right\} \text{m}^3 \\
 &= 5.56 \times 10^{-4} \text{m}^3
 \end{aligned}$$

因为锥面受浮力,上表面受压力,故总压力体的体积为 V_1 、 V_2 的代数和,即

$$V = V_1 - V_2 = (3.68 - 5.56) \times 10^{-4} \text{m}^3 = -1.88 \times 10^{-4} \text{m}^3$$

由此可得

$$\begin{aligned}
 F_y &= [-830 \times 9.8 \times 1.88 \times 10^{-4} + 10 \times 10^3 \times (7.359 - 5.888) \times 10^{-3}] \text{N} \\
 &= 13.18 \text{N}
 \end{aligned}$$

故需要在阀芯上施加 13.18 N 的提升力。

以上求解过程没有考虑箱体外面大气压对阀芯的作用。

(2) $F=0$, 即

$$\rho g V + p_M(A_{x1} - A_{x2}) = 0$$

$$\text{所以 } p_M = \frac{-\rho g V}{A_{x1} - A_{x2}} = \frac{830 \times 9.8 \times 1.88 \times 10^{-4}}{(7.359 - 5.888) \times 10^{-3}} \text{Pa} = 1\,039.6 \text{Pa}$$

例 2-3 如图 2-12 所示,在水箱底部装有一圆形泄水阀,直径 0.5 m,与水平面成 60° 角,阀的转轴通过阀的形心垂直于纸面。为保持阀关闭,需要在阀上施加多大的锁紧力矩 T ?

提示 本题关键是要计算液体作用在圆形平板阀表面的静压力合力的大小并正确确定合力作用线的位置,即作用点。求解时可以直接利用液体静力学的有关结论。

解 不计阀的重量及转轴摩擦力,同时忽略大气压力的作用。根据图示关系,作用在阀上的液体静压力合力的大小为

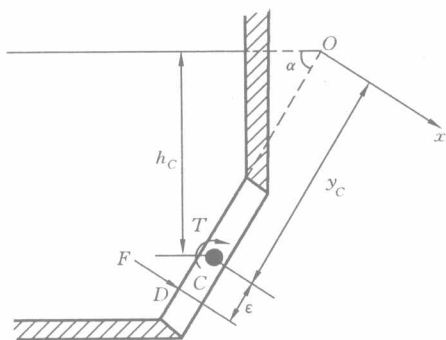


图 2-12 泄水阀示意图

$$F = \rho g h_C A = \rho g h_C \frac{\pi d^2}{4}$$

查手册得,对于圆形盘,其中心惯性矩为

$$I_C = \frac{\pi d^4}{64}$$

压力合力作用点的 y 坐标为

$$y_C = \frac{h_C}{\sin \alpha}$$

由合力作用点的坐标公式

$$y_D = y_C + \frac{I_C}{A y_C}$$

则合力作用点距圆形平板阀中心距离为

$$\epsilon = y_D - y_C = \frac{d^2 \sin \alpha}{16 h_C}$$

根据力矩平衡条件

$$T - F\epsilon = 0$$

求得

$$\begin{aligned} T = F\epsilon &= \rho g h_C \frac{\pi d^2}{4} \frac{d^2 \sin \alpha}{16 h_C} = \frac{\pi \rho g d^4 \sin \alpha}{64} \\ &= \frac{3.14 \times 1.0 \times 10^3 \times 9.8 \times 0.5^4 \times \sin 60^\circ}{64} \text{ N} \cdot \text{m} \\ &= 26 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

例 2-4 如图 2-13 所示,利用文丘里管的喉部负压抽吸基坑中的积水。已知喉部内径 $d_1 = 50 \text{ mm}$, 出口内径 $d_2 = 100 \text{ mm}$, $h = 2 \text{ m}$, 管出口通大气。不计水头损失, 试计算能抽出基坑中积水的管道最小流量 q 。

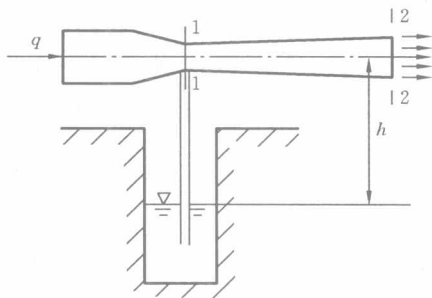


图 2-13 文丘里管喉部抽吸积水示意图

提示 因为在管道尺寸确定后,通过的流量大小与过流断面上的平均速度成正比,而流速与流体的动能有关,速度越高,则流体压力就越低,并形成一定真空度,由此产生基坑液面与管道喉部两点间的压力差。

解 要抽出基坑中的积水,则喉部的相对压强为

$$p_1 = p_a - \rho g h = (0 - 1\,000 \times 9.8 \times 2) \text{ Pa} = -19.6 \times 10^3 \text{ Pa} = -19.6 \text{ kPa}$$

对 1—1 及 2—2 断面列伯努利方程,取动能修正系数 $\alpha_1 = \alpha_2 = 1.0$, 不计损失(用相对压强),有

$$\frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} = -\frac{p_1}{\rho g}$$

又由连续性方程

$$q = v_1 A_1 = v_2 A_2$$

得

$$v_1 = v_2 \frac{A_2}{A_1} = v_2 \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 = \left(\frac{0.1}{0.05} \right)^2 v_2 = 4v_2$$

将其代入伯努利方程,有

$$\frac{16v_2^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} = -\frac{p_1}{\rho g} = -\frac{-19.6}{9.8} = 2$$

解出速度

$$v_2 = \sqrt{\frac{4g}{15}} = \sqrt{\frac{4 \times 9.8}{15}} \text{ m/s} = 1.62 \text{ m/s}$$

能抽出基坑中积水的管道最小流量

$$q = v_2 A_2 = \frac{\pi}{4} d_2^2 v_2 = \frac{3.14}{4} \times 0.1^2 \times 1.62 \text{ m}^3/\text{s} = 0.0127 \text{ m}^3/\text{s} = 12.7 \text{ L/s}$$

例 2-5 如图 2-14 所示的管道, 输入密度为 $\rho = 880 \text{ kg/m}^3$ 的油液, 已知 $h = 15 \text{ m}$, 如果测得压力有如下两种情况, 求油液流动方向。

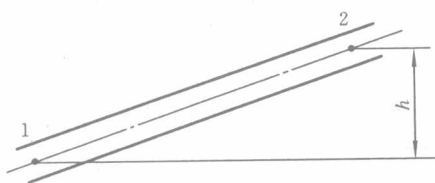


图 2-14 输油管道示意图

(1) $p_1 = 450 \text{ kPa}$, $p_2 = 400 \text{ kPa}$;

(2) $p_1 = 450 \text{ kPa}$, $p_2 = 250 \text{ kPa}$ 。(教材习题 2-6)

解 (1) 取 1、2 两点所在的过流断面为研究对象, 并以 1 点所在水平面为重力零势能面, 假设油液从 1 流向 2, 建立伯努利方程

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = h + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_f$$

近似取 $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$, 且有 $v_1 = v_2$

故方程变为
$$\frac{p_1}{\rho g} = h + \frac{p_2}{\rho g} + h_f$$

$$\text{解得 } h_f = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} - h = \left(\frac{450\,000 - 400\,000}{880 \times 9.8} - 15 \right) \text{ m} = -9.2 \text{ m}$$

显然粘性摩擦损失不能为负, 原假定的流向与实际相反, 应是从 2 流向 1。

(2) 同理, 设流向为由 1 至 2, 有

$$h_f = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} - h = \left(\frac{450\,000 - 250\,000}{880 \times 9.8} - 15 \right) \text{ m} = 8.19 \text{ m}$$

故假设正确, 流动方向为由 1 至 2。

例 2-6 如图 2-15 所示为两个小孔口出流, 试证明: $h_1 y_1 = h_2 y_2$ 。(教材习题 2-13)

证明 不计流动损失, 设孔口 1 的出流速度为 v_1 , 因为箱内液面下降速度很慢, 忽略速度影响, 且近似认为孔口出流断面上的动能修正系数为 1, 由伯努利方程

$$h_1 = \frac{v_1^2}{2g}$$

得

$$v_1 = \sqrt{2gh_1}$$

同理, 得孔口 2 的出流速度

$$v_2 = \sqrt{2gh_2}$$

由孔口1流出的液体下降 y_1 距离对应的水平位移为

$$x_1 = v_1 t = \sqrt{2gh_1} \cdot \sqrt{2gy_1} = 2g \sqrt{h_1 y_1}$$

由孔口2流出的液体下降 y_2 距离对应的水平位移为

$$x_2 = v_2 t = \sqrt{2gh_2} \cdot \sqrt{2gy_2} = 2g \sqrt{h_2 y_2}$$

当 $x_1 = x_2$ 时,有

$$h_1 y_1 = h_2 y_2$$

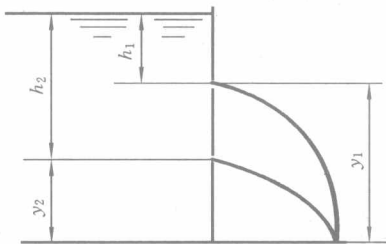


图 2-15 两小孔出流示意图

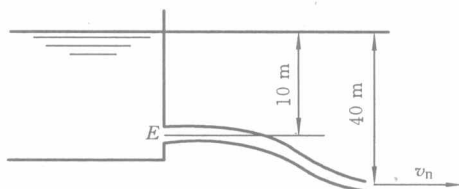


图 2-16 水箱管端喷嘴示意图

例 2-7 如图 2-16 所示,设管端喷嘴直径 $d_n = 50 \text{ mm}$,管道直径为 100 mm ,流体为水,环境温度为 20°C ,汽化压力为 $0.24 \text{ mH}_2\text{O}$,不计管路损失。试求:

- (1) 喷嘴出流速度 v_n 和流量;
- (2) E 处的流速和压力;
- (3) 为了增大流量,喷嘴直径能否增大? 最大喷嘴直径为多少? (教材习题 2-7)

提示 本题关键是要弄清楚液体的汽化压力概念,在虹吸管、阀口、液压泵吸液等流动问题中,汽化压力是影响流量提高的主要障碍。

解 (1) 取水箱液面及喷嘴出口截面为两缓变过流断面,并取喷嘴中心所在水平面为势能零面,因为水箱容积很大,液面下降速度相对喷嘴出口流速很小,且不计流动损失,根据伯努利方程

$$\frac{p_1}{\rho g} + h_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_n^2}{2g}$$

因为 $p_1 = p_2 = 0$,近似取 $\alpha_2 = 1$,则

$$v_n = \sqrt{2gh_1} = \sqrt{2 \times 9.8 \times 40} \text{ m/s} = 28 \text{ m/s}$$

所以通过喷嘴的流量

$$q = v_n A = \frac{\pi v_n d_n^2}{4} = \frac{3.14 \times 28 \times 0.05^2}{4} \text{ m}^3/\text{s} = 0.055 \text{ m}^3/\text{s}$$

(2) 根据不可压缩液体定常流动的流量连续性方程,E 点的平均流速为

$$v_E = \frac{v_n A_n}{A_E} = \frac{v_n d_n^2}{d_E^2} = \frac{28 \times 0.05^2}{0.1^2} \text{ m/s} = 7 \text{ m/s}$$

取水箱液面和 E 点所在的过流断面为研究对象,根据与(1)类似的分析,建立伯努利方程

$$h_2 = \frac{p_E}{\rho g} + \frac{v_E^2}{2g}$$

所以
$$p_E = \rho g h_2 - \frac{\rho v_E^2}{2} = \left(1\,000 \times 9.8 \times 10 - \frac{1\,000 \times 7^2}{2} \right) \text{ Pa} = 73\,500 \text{ Pa}$$

(3) 增大喷嘴内径, 可以增大过流流量, 但由于流速增加, 使管内液体压力降低, 当压力降低到液体在该温度、压力条件下的饱和蒸汽压力时, 将会导致液体出现气穴现象, 并会对附近壁面造成气蚀。设水的汽化压力为 p_v , 最大喷嘴内径为 d_{\max} , 对应的 E 点的最大流速为 v_{\max} , 则

$$h_2 = \frac{p_v}{\rho g} + \frac{v_{\max}^2}{2g}$$

有

$$\begin{aligned} v_{\max} &= \sqrt{\frac{2(\rho g h_2 - p_v)}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \times (1\,000 \times 9.8 \times 10 - 1\,000 \times 9.8 \times 0.24)}{1\,000}} \text{ m/s} \\ &= 13.83 \text{ m/s} \end{aligned}$$

所以
$$d_{\max} = \sqrt{\frac{v_{E\max}}{v_n}} \cdot d_E = \sqrt{\frac{13.83}{7}} \times 0.1 \text{ m} = 0.1406 \text{ m} = 140.6 \text{ mm}$$

例 2-8 如图 2-17 所示的安全阀, 阀座孔直径 $d=25 \text{ mm}$, 当油液压力为 5 MPa 时阀的开度 $x=5 \text{ mm}$, 流量 $q=600 \text{ L/min}$ 。如果阀的开启压力为 4.3 MPa , 油液密度 $\rho=900 \text{ kg/m}^3$, 弹簧刚度 $k=20 \text{ N/mm}$, 求油液流出角 θ 值。(教材习题 2-8)

提示 当在流体流动问题中涉及流体与固体壁面之间力的作用时, 往往考虑应用动量定理分析, 而在动量定理中的流体速度、压力等参数, 则一般需要根据给定条件结合连续性方程和伯努利方程来联合求解。

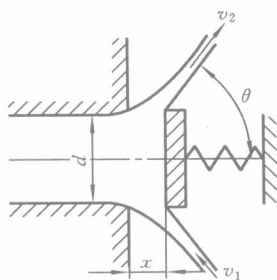


图 2-17 安全阀

解 不计阀芯重量影响, 设弹簧的预压缩量 x_0 , 有

$$p \frac{\pi d^2}{4} = k x_0$$

即

$$4.3 \times 10^6 \times \frac{3.14 \times 0.025^2}{4} = 20 x_0$$

$$x_0 = 105.48 \text{ mm}$$

阀座孔内液体流速

$$v_1 = \frac{q}{A} = \frac{4 \times 600 \times 10^{-3}}{3.14 \times 0.025^2 \times 60} \text{ m/s} = 20.38 \text{ m/s}$$

不计流动中的摩擦损失, 对总流应用伯努利方程

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = \frac{v_2^2}{2}$$

得

$$v_2 = \sqrt{v_1^2 + \frac{2p}{\rho}} = \sqrt{20.38^2 + \frac{2 \times 5 \times 10^6}{900}} \text{ m/s} = 107.38 \text{ m/s}$$

以阀芯轴线为 x 轴,由动量定理

$$\frac{p\pi d^2}{4} - k(x_0 + x) = \rho q (v_2 \cos\theta - v_1)$$

$$\frac{5 \times 10^6 \times 3.14 \times 0.025^2}{4} - 20 \times (105.48 + 5) = 900 \times \frac{600 \times 10^{-3}}{60} \times (107.38 \cos\theta - 20.38)$$

解得

$$\theta = 63^\circ 47'$$

例 2-9 如图 2-18 所示,一股大气中的液体射流,以速度 v 冲击到平板上,被平板阻挡而改变原来的流向。设液体流量为 q ,平板与水平面成 θ 角。求平板所受的作用力以及流量 q_1 和 q_2 。(不计流体重量及流动损失)

提示 在大气条件下的液体射流问题中,因为作用在液面上的压力处处相等,在过流断面上各点的压力也等于大气压力。故求解时可以不计作用在研究对象上的大气压力。

解 由于不考虑重力及摩擦影响,流体压力处处相等,所以根据伯努利方程,流体各处平均流速相等。

取如图 2-18 所示虚线所围区域为控制体,建立图示坐标系,设平板对控制体内流体的作用力为 R ,方向沿平板外法线方向,根据动量定理:

在 y 方向

$$R = 0 - (-\rho q v \sin\theta) = \rho q v \sin\theta \quad (1)$$

在 x 方向

$$0 = \rho q_1 v - \rho q_2 v \cos\theta \quad (2)$$

根据流动连续性定理

$$q_1 + q_2 = q \quad (3)$$

联立方程(1)~(3),解得

$$q_1 = \frac{1}{2}q(1 + \cos\theta), q_2 = \frac{1}{2}q(1 - \cos\theta)$$

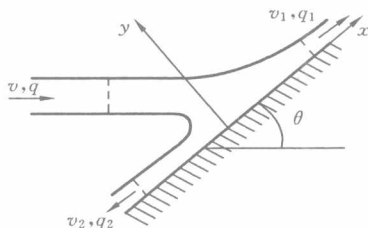


图 2-18 液体射流示意图

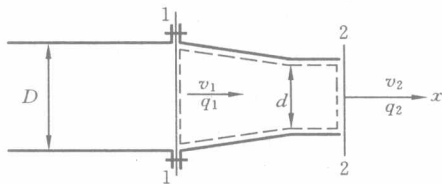


图 2-19 喷嘴示意图

例 2-10 密度为 $\rho = 1\,000\text{ kg/m}^3$ 的水从如图 2-19 所示水平放置的喷嘴喷出流入大气。已知喷嘴尺寸 $D = 8\text{ cm}$, $d = 2\text{ cm}$,测得出口速度为 $v_2 = 15\text{ m/s}$,求螺栓组所受的力。

提示 本题也是自由射流问题,因此喷嘴处液体过流断面上的压力等于大气压力。本题也是比较典型的综合应用三个基本规律求解的例子。

解 由连续性方程得

$$q = \frac{\pi D^2}{4} v_1 = \frac{\pi d^2}{4} v_2$$

故

$$v_1 = \left(\frac{d}{D}\right)^2 v_2$$

对缓变过流断面 1—1、2—2 应用伯努利方程,不计粘性损耗,并取动能修正系数 α 为 1,有

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2}$$

其中 $p_2=0$,得

$$p_1 = \frac{\rho}{2}(v_2^2 - v_1^2) = \frac{\rho}{2}\left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2\right]v_2^2$$

取控制体(虚线所围部分),控制体在 1—1 面上沿 x 轴方向作用着流体压力,在与喷嘴接触的表面上还受喷嘴的作用力,忽略粘性摩擦力,列出 x 轴方向动量定理的投影方程

$$p_1 \frac{\pi D^2}{4} - F_R = \rho q (\beta_2 v_2 - \beta_1 v_1)$$

取动量修正系数 β_1, β_2 为 1,代入 p_1, q, v_1 的表达式,解得

$$F_R = 497 \text{ N}$$

根据力的作用与反作用定理,水流对螺栓组的水平作用力

$$F'_R = -F_R = -497 \text{ N}$$

例 2-11 如图 2-20(a)所示为一连接水泵出水口的压力水管,内径 $D=500 \text{ mm}$,弯管与水平面的夹角为 45° 。水流流过弯管时有一水平推力,为了防止弯管发生位移,用混凝土将管道固定。若通过管道的流量为 $q=0.5 \text{ m}^3/\text{s}$,断面 1—1 及 2—2 的中心点压力分别为 $p_1=108\,000 \text{ Pa}$, $p_2=105\,000 \text{ Pa}$ 。试求作用在混凝土座上的力。

提示 混凝土座受到的作用力来源于管道,而管道的受力来自于水,因为力的相互作用关系,管道对水存在反作用力。

解 如图 2-20(b)所示,建立坐标系。取弯管前后 1—1 及 2—2 断面及其间圆管内表面所包围的空间区域为控制体(它在 xoy 平面内),现分析控制体内流体所受的外力及动量变化。

首先分析 x 轴方向外力有

(1) 截面 1—1 上水的压力合力在 x 轴方向的分力

$$P_{1x} = p_1 A_1 = F_{p1}$$

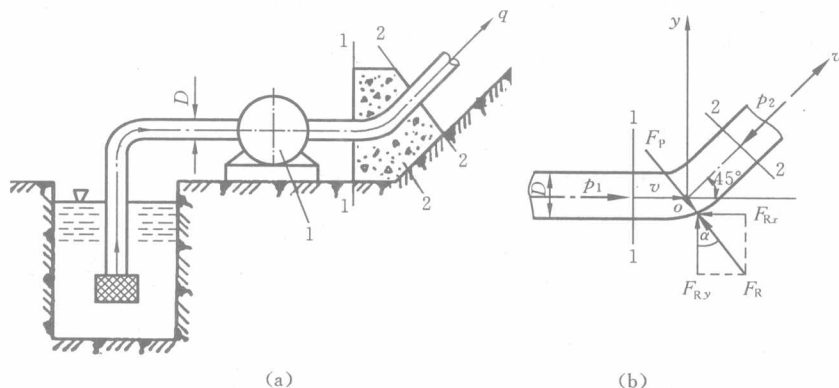


图 2-20 压力水管路

(2) 流体表面作用力

$$F_{P2x} = -F_{P2} \cos 45^\circ = -p_2 A_2 \cos 45^\circ$$

(3) 管壁对流体的作用力 F_{Rx} 。

虽然 1—1、2—2 断面上流体运动速度的数值没有变化,但流体运动的方向发生了变化,因而动量也有变化。列出沿 x 轴方向单位时间内的动量变化,即为

$$\rho q (v \cos 45^\circ - v)$$

动量方程在 x 轴上的投影式为

$$F_{P1} - F_{Rx} - F_{P2} \cos 45^\circ = \rho q (v \cos 45^\circ - v)$$

$$v = \frac{q}{A} = \frac{0.5}{0.785 \times 0.5^2} \text{ m/s} = 2.55 \text{ m/s}$$

于是

$$\begin{aligned} F_{Rx} &= F_{P1} - F_{P2} \cos 45^\circ - \rho q (v \cos 45^\circ - v) \\ &= \left[10\,800 \times 0.785 \times 0.5^2 - 105\,000 \times 0.785 \times 0.5^2 \times \frac{\sqrt{2}}{2} \right. \\ &\quad \left. - 1\,000 \times 0.5 \times \left(2.55 \times \frac{\sqrt{2}}{2} - 2.55 \right) \right] \text{ N} \\ &= 6\,870 \text{ N} \end{aligned}$$

流体对混凝土座的作用水平分力 F_{Px} 与 F_{Rx} 大小相等、方向相反(即其方向向右)。

分析 y 轴方向外力(不计流体重量),有

$$\textcircled{1} \text{ 流体压力} \quad F_{P2y} = -F_{P2} \sin 45^\circ = -p_2 A \sin 45^\circ$$

$$F_{P1y} = 0$$

② 管壁对流体的作用力 F_{Ry} 。

此处流体重力 G 因所取的控制体较小,其数值与流体压力相比较小可以忽略。又因为断面 1—1 上的流速在 y 轴方向无投影,故入口动量为零;断面 2—2 上的流速在 y 轴方向的投影为 $v\sin 45^\circ$ 。

应用动量方程在 y 轴上的投影式,有

$$-F_{P2}\sin 45^\circ + F_{Ry} = \rho q(v\sin 45^\circ - 0)$$

即

$$F_{Ry} = F_{P2}\sin 45^\circ + \rho q(v\sin 45^\circ - 0)$$

$$= \left[105\,000 \times 0.785 \times 0.5^2 \times \frac{\sqrt{2}}{2} + 1\,000 \times 0.5 \times 2.55 \times \frac{\sqrt{2}}{2} \right] \text{N}$$

$$= 15\,502 \text{ N}$$

流体对混凝土座垂直方向的作用力与 F_{Ry} 大小相等、方向相反(即其方向向下)。

混凝土座对流体作用力的合力 F_R 的大小为

$$F_R = \sqrt{F_{Rx}^2 + F_{Ry}^2} = \sqrt{6\,870^2 + 15\,502^2} \text{ N} = 17\,000 \text{ N}$$

合力 F_R 与竖直方向的夹角为 α ,则

$$\tan \alpha = \frac{F_{Rx}}{F_{Ry}} = \frac{6\,870}{15\,502} = 0.444$$

$$\alpha = 24.2^\circ$$

流体对混凝土座的作用力 F_P 与力 F_R 的大小相等、方向相反。

例 2-12 某管路长为 500 m,直径为 100 mm,当流量为 720 L/min 时,要求传递的功率为 120 kW。油液粘度为 80 cSt,密度 $\rho = 880 \text{ kg/m}^3$ 。试求管道进口压力和管道传输效率。(教材习题 2-9)

提示 因为管内流体在流动中会产生由于粘性引起的能量损失,故存在传输效率问题。所以关键是如何计算能量损失,而欲计算能量损失,首先需根据雷诺数确定流态。

解 流量 $q = \frac{720 \times 10^{-3}}{60} \text{ m}^3/\text{s} = 1.2 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$

又 $pq = P$

故管道进口压力 $p = \frac{P}{q} = \frac{120\,000 \times 60}{720 \times 10^{-3}} \text{ Pa} = 10 \times 10^6 \text{ Pa} = 10 \text{ MPa}$

流体流动速度 $v = \frac{720 \times 10^{-3} \times 4}{60 \times 3.14 \times 0.1^2} \text{ m/s} = 1.529 \text{ m/s}$

管内流动的雷诺数

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{1.529 \times 0.1}{80 \times 10^{-6}} = 1911 < 2\,300$$

为层流,因此沿程损失系数为

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1\,911} = 0.033\,5$$

沿程压力损失为

$$\begin{aligned}\Delta p &= \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho v^2}{2} \\ &= 0.033\,5 \times \frac{500}{0.1} \times \frac{880 \times 1.529^2}{2} \text{ Pa} \\ &= 172\,298.9 \text{ Pa}\end{aligned}$$

传输效率为

$$\begin{aligned}\eta &= \left(1 - \frac{\Delta p \times q}{P}\right) \times 100\% \\ &= \left(1 - \frac{172\,298.9 \times 1.2 \times 10^{-2}}{120\,000}\right) \times 100\% \\ &= 98.28\%\end{aligned}$$

例 2-13 如图 2-21 所示,用三支测压管测量管道水流的压强,已知测压管的水柱高度分别为 $h_1=520 \text{ mm}$, $h_2=180 \text{ mm}$, $h_3=100 \text{ mm}$,相邻测压管之间的距离 $L=4 \text{ m}$,管内径 $d=0.08 \text{ m}$,管流量 $q=6 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ 。求管流的沿程损失系数 λ 及阀门的局部损失系数 ξ 。

提示 要计算流体流动的局部能量损失,关键是应根据引起损失的局部障碍结构确定局部损失系数。本题是利用已知条件计算局部损失系数,因此在能量方程中既要考虑沿程损失,又要考虑局部损失。

解 管内平均流动速度

$$v = \frac{4q}{\pi d^2} = \frac{4 \times 6 \times 10^{-3}}{\pi \times 0.08^2} \text{ m/s} = 1.194 \text{ m/s}$$

由伯努利方程得

$$h_1 - h_2 = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} + \xi \frac{v^2}{2g} \quad (1)$$

$$h_2 - h_3 = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (2)$$

由式(1)解出

$$\lambda = \frac{2dg}{Lv^2} (h_2 - h_3) = \frac{2 \times 0.08 \times 9.806}{4 \times 1.194^2} \times (0.18 - 0.1) = 0.022$$

把式(2)代入式(1),可解得

$$\xi = 2g \frac{h_1 - 2h_2 + h_3}{v^2} = 2 \times 9.806 \times \frac{0.52 - 2 \times 0.18 + 0.1}{1.194^2} = 3.577$$

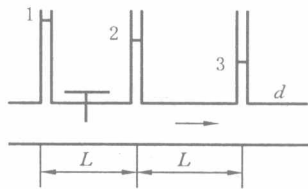


图 2-21 管道水流的测量

例 2-14 如图 2-22 所示水泵抽水系统,若水管内径 $d=200 \text{ mm}$,内壁表面的绝对粗糙度 $\Delta=0.4 \text{ mm}$, $h_1=3 \text{ m}$, $h_2=17 \text{ m}$, $h_3=15 \text{ m}$, $l_2=12 \text{ m}$,各处的局部阻力系数分别为 $\xi_1=3$,

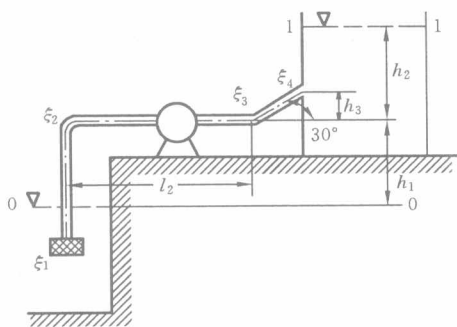


图 2-22 水泵抽水系统

$\xi_2 = 0.204, \xi_3 = 0.073, \xi_4 = 1$ 。设管内流量为 $q = 0.0628 \text{ m}^3/\text{s}$, 水的运动粘度 $\nu = 1.519 \text{ mm}^2/\text{s}$ 。试求: (1) 管路的沿程损失系数; (2) 水泵的扬程。

提示 水泵是将电机输入的机械能转化为水的动能的机械, 水在经过水泵时获得了能量, 所以在水泵两端选择缓变过流断面列写能量方程时要计及水泵输入的能量, 这部分能量一般用水头高度表示, 即所谓水泵的扬程。

解 (1) 管内平均流速为

$$v = \frac{4q}{\pi d^2} = \frac{4 \times 0.0628}{3.14 \times 0.2^2} \text{ m/s} = 2 \text{ m/s}$$

管内流动的雷诺数

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{2 \times 0.2}{1.519 \times 10^{-6}} = 2.63 \times 10^5$$

管壁的相对粗糙度

$$\frac{\Delta}{d} = \frac{0.4 \times 10^{-3}}{0.2} = 2 \times 10^{-3}$$

根据雷诺数和相对粗糙度查莫迪图, 可得 $\lambda = 0.0242$ 。

(2) 取 0—0、1—1 两过流断面, 其上流动为缓变流动, 以 0—0 面为势能零面。设泵的扬程为 H , 应用伯努利方程

$$z_0 + \frac{p_0}{\rho g} + \frac{\alpha_0 v_0^2}{2g} + H = z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + h_f$$

由已知条件和设定

$$z_0 = 0, z_1 = h_1 + h_2, p_0 = p_1 = 0$$

近似取

$$\alpha_0 = \alpha_1 = 1, v_0 = v_1 = 0$$

带入以上条件, 得

$$H = h_1 + h_2 + h_f$$

而

$$\begin{aligned} h_f &= \sum h_\lambda + \sum h_\xi \\ &= \lambda \frac{h_1}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} + \lambda \frac{l_2}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} + \lambda \frac{2h_3}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} + (\xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_4) \frac{v^2}{2g} \\ &= (h_1 + l_2 + 2h_3) \frac{v^2}{2g} + (\xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_4) \frac{v^2}{2g} \end{aligned}$$

所以泵的扬程为

$$H = \left[3 + 17 + \frac{0.024}{0.2} \times \frac{2^2}{2 \times 9.8} + (3 + 0.204 + 0.073 + 1) \times \frac{2^2}{2 \times 9.8} \right] \text{ m}$$

$$= 21.98 \text{ m}$$

例 2-15 如图 2-23 所示, 液压缸活塞直径 $D=15 \text{ cm}$, 活塞杆直径 $d_1=6.3 \text{ cm}$, 活塞上作用负载 $F=73\,000 \text{ N}$, 四边控制滑阀的阀芯直径 $d=10 \text{ mm}$, 油液密度 $\rho=870 \text{ kg/m}^3$, 如果油源压强 $p_s=7 \text{ MPa}$, 求阀口开度 $x=0.5 \text{ mm}$ 时阀芯上受到油液流动产生的稳态液动力。设阀口流量系数为 $c_q=0.65$ 。

解 液压缸活塞两边的压差为

$$\Delta p_{12} = p_1 - p_2 = \frac{F}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d_1^2)}$$

$$= \frac{73\,000}{\frac{3.14}{4} \times (0.12^2 - 0.063^2)} \text{ Pa}$$

$$= 5 \times 10^6 \text{ Pa}$$

油液流经阀口时因为局部能量损失产生压降, 对于结构对称的滑阀, 其进油口和回油口的压降相等, 设为 Δp_1 , 则 $p_2 = \Delta p_1$, $p_1 = p_s - \Delta p_1$, 因此

$$\Delta p_{12} = p_1 - p_2 = p_s - 2p_2$$

$$p_2 = \frac{p_s - \Delta p_{12}}{2} = \frac{7 \times 10^6 - 5 \times 10^6}{2} \text{ Pa} = 1 \times 10^6 \text{ Pa}$$

通过阀口的流量

$$q = c_q A \sqrt{\frac{2\Delta p_1}{\rho}} = c_q \pi dx \sqrt{\frac{2\Delta p_1}{\rho}}$$

$$= 0.65 \times 3.14 \times 0.01 \times 0.0005 \times \sqrt{\frac{2 \times 1\,000\,000}{870}} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$= 0.00049 \text{ m}^3/\text{s}$$

经过阀口的液流速度

$$v = c_v \sqrt{\frac{2\Delta p_1}{\rho}} = 0.98 \times \sqrt{\frac{2 \times 1\,000\,000}{870}} \text{ m/s} = 4.698 \text{ m/s}$$

对于锐缘阀口, 有 $\theta=69^\circ$ 。

由动量定理, 得

$$F_0 = \rho q v \cos \theta = 870 \times 0.00049 \times 4.698 \times \cos 69^\circ \text{ N} = 7.21 \text{ N}$$

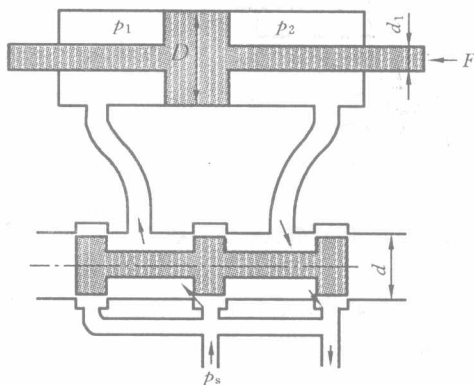


图 2-23 液压缸

因为有两个阀口同时工作,且稳态液动力方向相同,均沿使阀口趋向关闭的方向,故滑阀阀芯上受到的稳态液动力为 14.42 N。

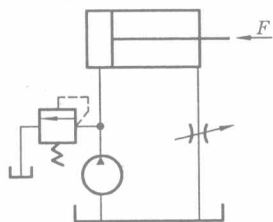


图 2-24 回油节流调速系统

例 2-16 如图 2-24 所示为回油节流调速系统。已知液压缸直径 $D=150$ mm, 活塞杆直径 $d=100$ mm, 溢流阀的设定压力为 2 MPa, 负载 $F=2 \times 10^4$ N。管路很短, 忽略管路的阻力, 试问: 节流阀的开口面积应开到多大才能保证活塞的运动速度为 0.1 m/s? 油的密度为 900 kg/m³, 节流阀口的流量系数为 0.62。(教材习题 2-14)

提示 节流调速回路的具体工作原理(将在第 7 章介绍), 是通过流量控制阀的开度变化调节通往执行元件(液压缸或液压马达)的流量, 从而调节输出的速度, 而流量调节的原理则正基于孔口流动规律。

解 活塞无杆腔面积

$$A_1 = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3.14 \times 0.15^2}{4} \text{ m}^2 = 0.017\ 662\ 5 \text{ m}^2$$

活塞有杆腔面积

$$A_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{3.14 \times (0.15^2 - 0.1^2)}{4} \text{ m}^2 = 0.009\ 812\ 5 \text{ m}^2$$

不计其他阻力, 活塞受力方程为

$$p_1 A_1 = F + p_2 A_2$$

所以

$$\begin{aligned} p_2 &= \frac{p_1 A_1 - F}{A_2} \\ &= \frac{2 \times 10^6 \times 0.017\ 662\ 5 - 2 \times 10^4}{0.009\ 812\ 5} \text{ Pa} \\ &= 1.56 \times 10^6 \text{ Pa} \end{aligned}$$

节流阀的通流流量

$$q = c_q A \sqrt{\frac{2p_2}{\rho}}$$

液压缸的回油流量

$$q = v A_2$$

由以上两式得

$$A = \frac{v A_2}{c_q \sqrt{\frac{2p_2}{\rho}}} = \frac{0.1 \times 0.009\ 812\ 5}{0.62 \times \sqrt{\frac{2 \times 1.56 \times 10^6}{900}}} \text{ m}^2 = 2.69 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

例 2-17 如图 2-25 所示, 已知 $H=500$ mm, 质量流量 $m=11.5$ kg/s, 铁水重度 $r=6.8$, $h=100$ mm, $\xi_1=0.06$, $\xi_2=1.3$, $\xi_3=0.1$, 求直浇道和给料口面积。

提示 由于铸件要求严格控制组织内部的气孔率,因此在浇铸过程中,不允许在熔融金属液体流程上出现真空,否则砂型中的气体会以气泡形态混入金属液,形成气孔。

解 设直浇道和给料口面积分别为 A_1 、 A_2 ,对 0—0、1—1 两断面,列伯努利方程(动能修正系数取 1)

$$\frac{p_a}{\rho} + gh = \frac{p_a}{\rho} + \frac{v_1^2}{2}$$

解得 $v_1 = \sqrt{2gh} = 1.414 \text{ m/s}$

由此,得

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{Q}{v_1} = \frac{m}{\rho v_1} \\ &= \frac{11.5}{6.8 \times 1000 \times 1.414} \text{ m}^2 = 12 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

不计沿程损失,总能量损失为

$$h_w = \xi_1 \frac{v_1^2}{2g} + \xi_2 \frac{v_2^2}{2g} + \xi_3 \frac{v_3^2}{2g}$$

其中,

$$v_1 = v_2$$

对 0—0、3—3 两断面,列伯努利方程(动能修正系数取 1)

$$gH = \frac{v_3^2}{2} + h_w$$

联立以上两式,得

$$\begin{aligned} v_3 &= [2g(H-h) + v_1^2(1-\xi_1-\xi_2)/(1+\xi_3)]^{1/2} \\ &= 2.57 \text{ m/s} \end{aligned}$$

从而求得

$$A_3 = \frac{m}{\rho v_3} = \frac{11.5}{6.8 \times 1000 \times 2.57} \text{ m}^2 = 6.58 \text{ cm}^2$$

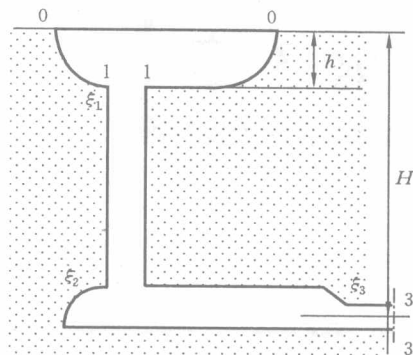


图 2-25 铸造浇口系统

第 3 章

液 压 泵

3.1 内 容 提 要

本章重点介绍了液压泵的工作原理,液压泵工作性能的主要参数及定义,常见的齿轮泵、叶片泵、柱塞泵、螺杆泵的结构和工作原理及性能特点,每种泵在设计和使用上存在的主要问题及解决的措施。

学习本章时应重点掌握常用的外啮合齿轮泵、叶片泵及斜盘式和斜轴式柱塞泵的结构和工作原理,以及三类泵之间的区别。对于内啮合齿轮泵、螺杆泵及径向柱塞泵只作一般了解。

3.2 重 点 难 点 分 析

1. 液压泵的分类、结构及性能特点比较

液压泵是液压系统的核心元件之一,为液压系统提供具有一定压力和流量的液压介质。根据形成密封容积的元件结构特征和工作原理不同,液压泵的分类如图 3-1 所示。

常见液压泵的工作性能比较见表 3-1,排量及流量计算方法见表 3-2。

定量泵和变量泵是根据液压泵的理论排量是否可变而定义的。

各种液压泵在结构和使用上存在一些共性的问题,如配流结构、困油问题、流量脉动问题、泄漏问题、高压化过程中的摩擦磨损问题等,在解决这些问题时采用的结构设计方法往往也基于同样的思想。

液压泵在密封容积扩大(吸油)和缩小(压油)达到极限位置时,完成高压区和低压区密封及高低压腔交替转接功能的元件称为配流元件。根据配流元件的结构特点,将泵的配流方式分为阀配流、端面配流盘配流、轴配流三种,三种配流方式各有特点。

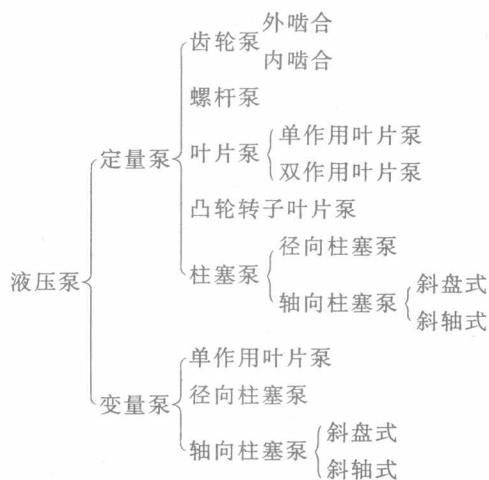


图 3-1 液压泵的分类

表 3-1 常见液压泵的性能特点比较

性能参数 类型		排量范围 /(mL/r)	压力范围 /MPa	转速范围 /(r/min)	容积效率 /(%)	总效率 /(%)	自吸 能力	变量 能力	噪声	价格
齿轮泵	外啮合齿轮泵	0.3~650	2.5~30	300~7 000	70~95	63~87	好	不能	中	最低
	内啮合齿轮泵	0.8~300	2.5~30	300~4 000	≤96	≤90	好	不能	小	较低
	内啮合摆线齿轮泵	2.5~150	1.6~16	1 000~4 500	80~90	65~80	好	不能	小	低
叶片泵	单作用	1~320	6.3~17.5	500~2 000	58~92	54~81	中	能	中	中
	双作用	0.5~480	6.3~32	500~4 000	80~94	65~82	中	不能	小	中低
螺杆泵		1~9 200	2.5~10	1 000~18 000	70~95	70~85	好	不能	很低	高
轴向柱塞泵	斜盘式	0.2~560	40	600~6 000	88~93	81~88	差	能	大	高
	斜轴式	0.2~3 600	48	600~6 000	88~93	81~88	差	能	大	高
径向柱塞泵		16~2 500	35	700~4 000	80~90	81~83	差	能	大	高
阀配流柱塞泵		≤420	≤70	≤1 800	90~95	83~86	差	差	大	高

阀配流零件数目多、结构复杂、体积大,阀芯的运动滞后会限制泵的转速。由于阀芯弹簧受交变应力作用,容易发生疲劳失效,因此阀配流液压泵只能作为定量泵使用,但阀配流不存在摩擦磨损问题,可以通过阀口结构的合理设计保证良好的密封性,提高泵在高压下的容积效率。

端面配流盘配流结构简单,体积紧凑,适用于转速较高的泵,但在结构设计中必须保证配流副的良好密封及润滑,否则将造成配流盘的磨损失效和容积效率降低。

端面配流盘的结构形式又有平面和球面之分。

表 3-2 几种液压泵的排量及流量公式

液压泵类型	排量 / (m ³ /rad)
渐开线外啮合 齿轮泵	$V = (1.06 \sim 1.12) R_f h_0 B = (1.06 \sim 1.12) z_1 m^2 B$ <p>式中: R_f 为分度圆半径(m); h_0 为有效齿高(m); B 为齿宽(m); m 为模数(m)</p>
渐开线内啮合 齿轮泵	$V = \frac{B}{2} \left[2R_1(h'_1 + h'_2) + h_1'^2 - \frac{R_1}{R_2} h_2'^2 - \left(1 - \frac{R_1}{R_2} \right) \frac{t_j^2}{12} \right]$ <p>式中: R_1、R_2 分别为小齿轮和内齿环的节圆半径(m); h'_1、h'_2 分别为小齿轮和内齿环的齿顶高(m); t_j 为齿轮基圆周节(m); B 为齿宽(m)</p>
内外转子式 摆线泵	$V = ABZ_1 / 2\pi \approx B(R_{e1}^2 - R_{i1}^2) / 2$ <p>式中: A 为内转子一个齿每转一转所扫过的面积(m²), $A \approx \pi(R_{e1}^2 - R_{i1}^2) / Z_1$; B 为转子宽度(m); Z_1 为内转子齿数; R_{e1} 为外转子齿顶圆半径(m); R_{i1} 为内转子齿顶圆半径(m)</p>
双作用叶片泵	$V = B(R - r) \left[(R + r) - \frac{\delta Z}{\pi \cos \theta} \right]$ <p>式中: B 为叶片宽度(m); S 为叶片厚度(m); z 为叶片数; R、r 为定子圆弧段的大、小半径(m); θ 为叶片槽相对于径向的倾角</p>
单作用叶片泵	$V = 2BeR$ <p>式中: B 为叶片宽度(m); R 为定子内圆半径(m); e 为定子与转子之间的偏心距(m)</p>
斜盘式轴向 柱塞泵	$V = \frac{d^2}{8} Z D \tan \alpha$ <p>式中: d 为柱塞直径(m); Z 为柱塞个数; D 为柱塞孔在缸体上的分布圆直径(m); α 为斜盘倾角(rad)</p>
斜轴式轴向 柱塞泵	$V = \frac{d^2}{8} Z D \sin \gamma$ <p>式中: d 为柱塞直径(m); Z 为柱塞个数; D 为连杆球铰中心在主轴上的分布圆直径(m); γ 为缸体倾角(rad)</p>
径向柱塞泵	$V = \frac{1}{4} d^2 e Z$ <p>式中: d 为柱塞直径(m); e 为转子与定子之间的偏心量(m); Z 为柱塞个数</p>

轴配流在径向柱塞泵或径向柱塞液压马达中应用较多,具有径向结构紧凑、配流效率高等特点,但加工及安装要求高,结构上较复杂,磨损后间隙不能补偿,目前逐渐被端面配流盘配流所代替。

2. 液压泵与离心泵、轴流泵的区别

液压泵在结构上属于容积型泵,可利用密闭容积的周期性扩大和缩小来完成低压吸油和高压排油过程。而常见的离心泵等涡轮式泵一般利用叶片的旋转使流经泵的流体角动量增加。涡轮式泵的输出流量会随输出压力的增加而降低,故一般用于低压大流量场合,不能在液压系统中使用。

3. 齿轮泵在高压化中的主要问题

齿轮泵具有结构简单、体积小、重量轻、耐污染、吸入性好、价格低等优点,但齿轮泵只能作为定量泵使用,流量脉动和噪声较大,容积效率较低。齿轮泵通常用作中低压泵,为了适应液压传动向高速、大功率方向发展的需要,齿轮泵在结构上得到了不断的改进,目前市场上也有一些额定压力超过 32 MPa 的齿轮泵供应。齿轮泵在高压化过程中主要解决密封和轴承的承载能力问题。

齿轮泵的泄漏途径主要有三条:齿轮端面轴向间隙、齿轮周向间隙和轮齿啮合线处。其中端面间隙泄漏量最大,约占总泄漏量的 70%~85%;周向间隙次之,约占 15%~20%。因此,在高压齿轮泵设计中需着重解决这两处的密封问题。因为端面和周向缝隙的泄漏可以近似为平行平板缝隙内液体的流动,在缝隙两端压差一定的条件下,泄漏量与缝隙高度的三次方成正比,因此减小泄漏的主要途径是控制缝隙量。一般情况下要综合考虑缝隙内流体的粘性摩擦损失和泄漏损失,使总功率损失最小。

对齿轮端面间隙的补偿方法主要是采用浮动轴套(或浮动侧板)结构、弹性侧板结构等,为了提高端面补偿的效果,避免因为浮动轴套或浮动侧板受到不平衡倾覆力矩的作用,轴套或侧板外侧的压力补偿区域通常设计成相对齿轮中心线有一偏心量;对周向间隙的补偿方法主要是在高压排油区设置类似于端面补偿结构的径向间隙补偿装置。

齿轮泵高压化的另一个主要问题是如何减小不平衡径向力。由于齿轮周向压力场分布不均匀,加上齿轮传动过程中的啮合力,使齿轮受到较大的径向力,从而引起传动过程的不平稳、轴承受偏载力,甚至造成齿顶对泵体内腔的刮削。

减小齿轮泵传动轴径向偏载的常用方法是基于使齿轮周向压力均匀化的思想,合理选择齿宽和齿顶圆直径,缩小压油腔尺寸,将压油腔扩大到接近吸油腔侧或将吸油腔扩大到接近压油腔侧,采用液压平衡法等。应该注意的是,后面两种方法因为缩短了周向高低压区的密封长度,会使泄漏量增加。

4. 叶片泵的主要问题

叶片泵根据转子每转过程中密封容积收缩和扩张的次数分为单作用和双作用两种,二者结构上的主要差别是定子的曲线不同。单作用叶片泵的定子曲线由圆形,定子与转子安装时

有一偏心量;双作用叶片泵的定子曲线由两段小半径圆弧、两段大半径圆弧,以及连接大小半径圆弧的四条过渡曲线首尾相接构成,转子与定子同心安装。单作用叶片泵可以通过改变偏心距来改变排量,因此实际上主要作为变量泵使用,其变量方式有手动变量、压力补偿限压式变量等,压力补偿限压式根据作用力反馈特点分为内反馈式和外反馈式。

叶片泵在设计中的主要问题如下:

(1)摩擦磨损问题,包括定子与叶片之间、叶片与转子叶片槽之间、定子与配流盘之间等的摩擦磨损;

(2)配流冲击与减振降噪问题;

(3)双作用叶片泵定子的过渡曲线设计问题等。

减少定子与叶片之间摩擦磨损的主要思路是,合理确定叶片在吸油区工作时作用在叶片底部的油液压力,常用的方法是在将排油口高压油引到叶片底部油室的油路中设置减压阀,或减小叶片底部承受液压力作用的面积,或使叶片底部和顶部的液压作用力平衡。如阶梯形叶片、子母叶片、柱销叶片、双叶片、弹簧式叶片等结构。

双作用叶片泵定子的过渡曲线设计要综合考虑叶片工作过程中与定子的接触冲击、叶片在叶片槽内的运动灵活性、叶片的受力等因素,常用的曲线形式有阿基米德螺线、等加速等减速曲线、正弦曲线和高次曲线等。高次曲线形式的过渡曲线在现代高性能、低噪声的叶片泵中被广泛采用。

对于叶片泵配流盘与转子之间的密封问题,一般采用浮动配流盘设计方法来解决,原理类似于外啮合齿轮泵的浮动轴套(或浮动侧板)。

5. 轴向柱塞泵的主要问题

柱塞式液压泵的柱塞轴线与缸体轴线平行或接近平行,柱塞在缸体孔内作往复运动来改变柱塞底部密封容积的大小以实现吸油和压油过程。按照柱塞相对主传动轴的安装方位分为轴向柱塞式液压泵和径向柱塞式液压泵;而轴向柱塞式液压泵按照柱塞实现往复运动的方式又分为斜盘式(或直轴式)和连杆式(或斜轴式)两种。

轴向柱塞泵由于在结构上能够实现各主要相对运动副间较好的密封,且通过润滑设计可以减少摩擦磨损,因而容积效率高、工作压力高、功率密度大,而且通过改变斜盘角和斜轴角可以实现变量,因此应用广泛,在液压泵中占有极其重要的地位。

柱塞泵在设计中的主要问题是配流冲击和摩擦副的摩擦磨损。摩擦磨损问题在各种液压泵中是一个共性问题,只不过摩擦副的结构形式不同,具体的磨损失效形式和机理不尽相同。

柱塞泵的摩擦副主要是柱塞与缸孔、配流副(盘配流或轴配流),对于斜盘式轴向柱塞泵还有滑靴与斜盘。设计时除了从减小摩擦副的接触比压、改善润滑等角度考虑外,更重要的是选择减摩耐磨的材料配合及表面处理方法。

斜盘泵的柱塞在处于压油行程时对缸体作用有侧向力,使柱塞副的接触沿轴向并不均匀,

而是局部接触,为了限制侧向力大小,斜盘倾角通常不大于 20° 。而斜轴泵由于连杆轴线与柱塞轴线的夹角较小,使柱塞作用在缸体上的侧向力较斜盘泵大大减小,从而有效地改善了柱塞与缸体之间的摩擦磨损状况,因此允许斜轴泵具有较大的倾角,一般取 25° 。结构改进后的定量泵,柱塞和连杆被做成一体,并在端部安装有球面密封环,以代替传统的柱塞圆柱面来实现柱塞与缸体孔间的密封,此时倾角可达 40° ,能实现较大范围内的变量。

柱塞与斜盘的接触方式,有点接触式和滑靴式(亦称滑履式)两类。点接触式因为柱塞头部与斜盘直接接触,接触应力大,所以这种泵的工作压力、流量不能太大。滑靴式结构通过在柱塞头部铰接一滑靴,扩大了接触面积,在设计时通常采用剩余压紧系数法或静压支承法,以减小接触压力,改善润滑条件。采用剩余压紧系数法设计滑靴副时,通常取压紧系数为 $m=1.05\sim 1.10$,使柱塞作用在滑靴上的压紧力略大于滑靴底面液体压力产生的支反力,既能使滑靴与斜盘可靠接触,又不致使接触压力过大而引起滑靴或斜盘过度磨损。

对于采用端面配流的液压泵,作用在配流盘上的压紧力包括中心回程弹簧或各分散回程弹簧的作用力和处于排油过程的柱塞腔压力油对缸体的作用力,作用在配流盘上的推开力来自于排油窗口和配流盘内外密封带上的流体压力。为了减小配流副的磨损,设计时通常通过合理选择配流盘的结构尺寸,使压紧力稍大于推开力,从而使缸体压紧在配流盘上,保证其密封性,又不过度磨损。通常取压紧系数为 $1.02\sim 1.08$ 。为了减小配流过程中的压力冲击及振动噪声,一般在配流盘的腰形窗口上靠近柱塞腔压力开始转换的一端加工有减振槽,目的是使压力变化的梯度降低。

3.3 典型例题

例 3-1 什么是泵的排量?为什么在衡量泵的大小时排量比流量更能说明问题?(教材习题 3-2)

提示 排量是描述液压泵或液压马达工作性能的最重要参数,是设计和进行相关计算时的主要参数之一,排量大小取决于液压泵或液压马达自身结构尺寸的大小。

答 泵的排量通常指理论排量,是泵每转一弧度,由泵的几何尺寸计算得到的理论上可以排出的液体体积(m^3/rad),有时也用每转排量表示(m^3/r)。

因为流量是指泵在单位时间内排出的液体体积(m^3/s),所以流量大小除了与液压泵的排量有关外,还与泵的转速有关,对于实际流量,还与泵的容积效率有关,因此排量更能作为比较液压泵几何尺寸大小的参考量。

例 3-2 通过试验测量液压泵的总效率 η 时,需要测量出哪些参数?泵的机械效率能直接测出吗?为什么?怎样才能得到泵的机械效率值?(教材习题 3-3)

答 液压泵的总效率是输出功率与输入功率之比,综合反映了机械效率与容积效率的大

小,所以有

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_v$$

测定总效率需要测量泵的输出压力、流量,泵传动轴的扭矩和角速度(或转速)。

泵的机械效率是反映泵内流体粘性摩擦和各种相对运动摩擦副间机械摩擦损失大小的参数,故不能直接测量。可以先测出泵的容积效率,然后利用上式间接计算得到。

例 3-3 选择泵的工作转速时应当考虑哪些问题?为什么大排量泵的转速通常比小排量泵的转速要低?(教材习题 3-4)

答 泵的转速是泵的主要性能参数之一,选择转速时主要考虑泵的吸入性能,不能在吸入口附近产生气穴,还要考虑泵的效率特性,以及主要摩擦副的相对运动速度、摩擦发热等因素。

同样结构的泵,排量大的比排量小的在同样工作转速下,摩擦副间的相对滑动线速度更高,摩擦发热更多,粘性摩擦损失也增大,泵吸入口处更易发生气穴,因此,一般大排量泵的转速要比小排量泵的低些。

例 3-4 简述什么是困油现象。对外啮合齿轮泵、叶片泵和柱塞泵的困油现象,分别应如何解决?

答 液压泵的密闭工作容积在吸满油之后,由吸油区向压油腔转移的过程中,形成了一个闭死容积。在闭死容积由大变小时,其中的油液受到挤压,压力急剧升高,使轴承受到周期性的压力冲击,并导致油液发热;在闭死容积由小变大时,又因无油液补充而产生真空,引起气蚀和噪声。这种因闭死容积的大小发生变化导致压力冲击和气蚀的现象称为困油现象。困油现象将严重影响泵的工作性能和使用寿命。

在外啮合齿轮泵的啮合过程中,为了使齿轮运转平稳且连续不断吸、压油,齿轮的重合度 ε 必须大于 1,则在齿轮工作过程中存在两对齿同时啮合的状态,两对轮齿之间就形成了闭死容积。闭死容积随着齿轮的转动,先由大变小,后由小变大,即形成齿轮泵的困油现象。为消除困油现象,常在泵的前后盖板或浮动轴套(浮动侧板)上开卸荷槽,使闭死容积由大变小时与压油腔相通,由小变大时与吸油腔相通。

在双作用叶片泵中,因为定子圆弧部分的夹角大于配油窗口的间隔夹角,二者又大于两叶片的夹角,所以在吸、压油配流窗口之间虽存在闭死容积,但容积大小不变化,所以不会出现困油现象。但由于定子上的圆弧曲线及其中心角都不能做得很准确,因此仍可能出现轻微的困油现象。为克服困油现象的危害,常将配油盘的压油窗口前端开一个三角形截面的三角槽,同时还可以减小油腔中的压力突变,降低输出压力的脉动和噪声。此槽称为减振槽,俗称“眉毛槽”。

在轴向柱塞泵中,因吸、压油配流窗口的间距大于等于缸体柱塞孔底部窗口长度,在离开吸(压)油窗口到达压(吸)油窗口之前,柱塞底部的密闭工作容积大小会发生变化,所以轴向柱塞泵存在困油现象。利用这一点,在设计时使柱塞底部的容积实现预压缩(预膨胀),待压力升高(降低)接近或达到压油腔(吸油腔)压力时再与压油腔(吸油腔)连通,这样一来就可减缓压

力突变,因而能减小振动、降低噪声。

例 3-5 对叶片泵而言,什么叫硬冲? 什么叫软冲? (教材习题 3-20)

答 双作用叶片泵的叶片在工作过程中,其外端与定子接触,沿定子表面滑动,定子曲线的过渡圆弧曲线的形式将影响叶片滑动过程中的径向运动速度、加速度及其变化特性,如果叶片在滑动时在过渡曲线与圆弧接点处存在径向加速度,即速度突变,将伴随叶片与定子的冲击,称为硬冲;如果在过渡曲线与圆弧接点处不存在径向速度突变,但存在径向加速度突变,会引起叶片与定子的弱冲击,称为软冲。

例 3-6 定性地绘出内反馈限压式变量叶片泵的“压力流量特性曲线”,并说明“调压弹簧的预压缩量”、“调压弹簧的刚度”、“流量调节螺钉的松紧”对“压力流量特性曲线”的影响。(教材习题 3-22)

答 如图 3-2 所示为内反馈限压式变量叶片泵的压力流量特性曲线。当调节调压弹簧使其压缩量增加时,因为弹簧对定子的作用力增大,图中曲线上的拐点 B 将相应右移,曲线上的 BC 段也右移;反之, B 点和 BC 段左移。

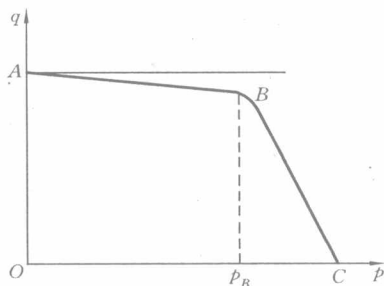


图 3-2 限压式变量泵压力流量曲线

调节流量调节螺钉的松紧,可以改变定子相对转子的偏心量,从而改变泵的排量,相应地使曲线上的 AB 段上下移动,即调紧时 AB 段上移,调松时 AB 段下移。

例 3-7 定性地说说明双作用叶片泵轴承上的受力情况。(教材习题 3-16)

答 双作用叶片泵有两个吸油腔和两个压油腔,并且对称于传动轴分布,压力油作用于轴承上的径向力是平衡的。

例 3-8 何谓液压泵的流量脉动率? 对工作部件有何影响? 定性比较外啮合齿轮泵、叶片泵、螺杆泵和柱塞泵的流量脉动率大小。

答 液压泵在排油过程中,瞬时流量是不均匀的,而是随时间变化。但是在液压泵连续转动时,每转中各瞬时的流量却按同一规律重复变化,这种现象称为液压泵的流量脉动。

流量脉动率用以描述液压泵流量脉动的程度,一般用下式表达

$$\delta_q = \frac{q_{sh\max} - q_{sh\min}}{q_t} \times 100\%$$

式中: $q_{sh\max}$ 、 $q_{sh\min}$ 、 q_t 分别为泵的瞬时最大流量、瞬时最小流量和理论平均流量。

液压泵的流量脉动会引起系统的压力脉动,从而使管道、液压阀等元件产生振动和噪声。而且由于流量脉动导致泵的输出流量不稳定,影响工作部件的运动平稳性,尤其是对精密的液压传动系统更为不利。

一般地讲,螺杆泵的流量脉动最小,双作用叶片泵次之,齿轮泵和柱塞泵的流量脉动最大。

例 3-9 某叶片泵的转速为 $n=1\,500\text{ r/min}$,空载时运行的流量为 $q=60\text{ L/min}$,当出口

压力调定为 6.3 MPa 时,测得流量为 57 L/min,同时测得泵传动轴的输入功率为 $P_r = 7$ kW。试求该泵的容积效率 η_v 及总效率 η 。

提示 对于液压泵机械效率、容积效率、总效率、输入扭矩、理论流量、实际流量等参数的计算,只要理解这些参数的定义并记住相应公式,一般都不会出错。

解 因为空载时泵的泄漏流量较小,通常在计算时将空载流量视为理论流量,得

$$\eta_v = \frac{q_{\text{实}}}{q_{\text{空}}} \times 100\% = \frac{57}{60} \times 100\% = 95\%$$

泵的总效率为

$$\eta = \frac{P}{P_r} \times 100\% = \frac{p \times q_{\text{实}}}{P_r} \times 100\% = \frac{6.3 \times 57}{7} \times 100\% = 51.3\%$$

例 3-10 设某轴向柱塞液压泵的额定压力为 $p_n = 3$ MPa,额定流量为 $q_n = 100$ L/min,当转速 $n = 1\,500$ r/min 时,机械效率为 $\eta_m = 0.9$ 。若试验测得泵出口压力为 0 时的流量 $q_l = 106$ L/min,压力为 2.5 MPa 时的流量为 101 L/min。试求:

(1) 泵的容积效率以及在 1 500 r/min 时的泵输入功率;

(2) 在额定压力下工作,当泵的转速下降到 500 r/min 时泵的流量。

解 (1) 通常将液压泵在空载下的流量视为理论流量,依此计算容积效率

$$\eta_v = \frac{101}{106} = 0.953 = 95.3\%$$

输入功率

$$P_r = \frac{p q_l}{\eta_m} = \frac{2.5 \times 106}{60 \times 0.9} \text{ kW} = 4.907 \text{ kW}$$

(2) 当泵的转速下降到 500 r/min 时,泵的流量

$$q = \frac{106}{1\,500} \times 500 \times 0.953 \text{ L/min} = 33.67 \text{ L/min}$$

例 3-11 某齿轮泵的排量 $V = 100$ mL/r,额定压力 $p_n = 32$ MPa,额定转速 $n = 1\,000$ r/min,在额定工况下的实际输出流量 $q = 90$ L/min,若额定工况下的总效率 $\eta = 0.87$,试求:

(1) 泵的容积效率;

(2) 泵的机械效率;

(3) 额定工况下的输入功率;

(4) 传动轴上的输入扭矩。

解 (1) 容积效率为

$$\eta_v = \frac{q}{q_l} = \frac{q}{V_n} = \frac{90}{100 \times 10^{-3} \times 1\,000} \times 100\% = 90\%$$

(2) 机械效率

$$\eta_m = \frac{\eta}{\eta_v} = \frac{0.87}{0.9} \times 100\% = 96.7\%$$

(3) 输入功率

$$P_r = \frac{p_n q}{\eta} = \frac{32 \times 10^6 \times 90 \times 10^{-3}}{60 \times 0.87} \text{ W} = 5.52 \times 10^4 \text{ W} = 55.2 \text{ kW}$$

(4) 输入扭矩

$$T = \frac{P_r}{2\pi n} = \frac{5.52 \times 10^4 \times 60}{2 \times 3.14 \times 1\,000} \text{ N} \cdot \text{m} = 527.4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

例 3-12 设某外啮合齿轮泵的齿数 $Z=17$, 齿宽 $B=28 \text{ mm}$, 模数 $m=4 \text{ mm}$, 齿轮无变位, 泵的最高工作压力为 2.5 MPa , 转速为 $2\,000 \text{ r/min}$, 容积效率 $\eta_v=0.9$, 机械效率 $\eta_m=0.9$, 设流量修正系数 $k=1.06$ 。试求:

- (1) 齿轮泵的理论流量 q_t 和实际流量 q ;
- (2) 齿轮泵的输入功率 P_r ;
- (3) 输入轴上的实际输入扭矩 T 和泵的理论扭矩 T_t 。

解 (1) 泵的理论流量

$$\begin{aligned} q_t &= 2\pi k Z m^2 B n \\ &= 2 \times 3.14 \times 1.06 \times 17 \times 4^2 \times 28 \times 2\,000 \text{ mm}^3/\text{min} \\ &= 1.014 \times 10^8 \text{ mm}^3/\text{min} = 101.4 \text{ L/min} \end{aligned}$$

泵的实际流量

$$q = q_t \cdot \eta_v = 101.4 \times 0.9 \text{ L/min} = 91.26 \text{ L/min}$$

(2) 泵的输入功率

$$P_r = \frac{p q_t}{\eta_m} = \frac{2.5 \times 10^6 \times 101.4 \times 10^{-3}}{0.9 \times 60} \text{ W} = 4.69 \times 10^3 \text{ W} = 4.69 \text{ kW}$$

(3) 泵的理论扭矩

$$T_t = \frac{p q_t}{2\pi n} = \frac{2.5 \times 10^6 \times 101.4 \times 10^{-3}}{2 \times 3.14 \times 2\,000} \text{ N} \cdot \text{m} = 20.2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

输入轴上的实际输入扭矩

$$T = \frac{T_t}{\eta_m} = \frac{20.2}{0.9} \text{ N} \cdot \text{m} = 22.4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

例 3-13 某斜盘式轴向柱塞泵的有关参数如下: 斜盘倾角 $\gamma=18^\circ$, 柱塞直径 $d=22 \text{ mm}$, 柱塞数 $Z=7$, 柱塞分布圆直径 $D=68 \text{ mm}$, 机械效率 $\eta_m=0.9$, 容积效率 $\eta_v=0.93$, 泵转速 $n=1\,450 \text{ r/min}$, 泵出口压力 $p=32 \text{ MPa}$ 。试计算:

- (1) 泵的理论流量;
- (2) 泵的实际输出流量;
- (3) 泵的输入功率。

解 (1) 泵的理论流量

$$q_t = \frac{\pi d^2}{4} Z D n \tan \gamma = \frac{3.14 \times 22^2}{4} \times 7 \times 68 \times 1450 \times \tan 18^\circ \text{ mm}^3/\text{min}$$

$$= 8.521 \times 10^7 \text{ mm}^3/\text{min} = 85.21 \text{ L/min}$$

(2) 泵的实际输出流量

$$q = q_t \eta_v = 85.21 \times 0.93 \text{ L/min} = 79.25 \text{ L/min}$$

(3) 泵的输入功率

$$P_r = \frac{pq_t}{\eta_m} = \frac{32 \times 10^6 \times 85.21 \times 10^{-3}}{60 \times 0.9} \text{ W} = 5.05 \times 10^4 \text{ W} = 50.5 \text{ kW}$$

例 3-14 已知某单作用外反馈限压式叶片泵的有关参数如下: 定子内圆直径 $D=52 \text{ mm}$, 叶片数目 $Z=9$, 叶片宽度 $B=25 \text{ mm}$, 反馈液压缸活塞有效作用面积 $A=20 \text{ mm}^2$, 调压弹簧的刚度 $k=4 \times 10^3 \text{ N/m}$ 。设泵的转速为 $n=1500 \text{ r/min}$, 当泵在卸荷状态下运转时的流量为 $q_t=20 \text{ L/min}$, 而在输出压力为 $p=2 \text{ MPa}$ 时的流量为 $q=19 \text{ L/min}$, 且该压力为泵的流量拐点, 即当压力进一步加大时, 流量线性下降。试求:

(1) 定子与转子间的最大偏心距 e_{\max} ;

(2) 调压弹簧的预压缩量 x_0 ;

(3) 泵的最高限定压力 p_{\max} ;

(4) 泵的最大输出功率 P_{\max} 。

解 (1) 根据流量公式

$$q = 2\pi n B e D$$

所以

$$e_{\max} = \frac{q_t}{2\pi n B D} = \frac{20 \times 10^3}{2 \times 3.14 \times 1500 \times 2.5 \times 5.2} \text{ cm} = 0.163 \text{ cm} = 1.63 \text{ mm}$$

(2) 根据流量压力曲线拐点条件求弹簧的预压缩量。不计摩擦等因素, 有

$$pA = kx_0$$

所以

$$x_0 = \frac{pA}{k} = \frac{2 \times 10^6 \times 20 \times 10^{-6}}{4 \times 10^3} \text{ m} = 0.01 \text{ m}$$

(3) 当偏心距等于 0 时, 泵的输出压力达到最大值, 此时弹簧的预压缩量最大

$$p_{\max} A = k(x_0 + e_{\max})$$

所以

$$p_{\max} = \frac{k(x_0 + e_{\max})}{A} = \frac{4 \times 10^3 \times (0.01 + 0.00163)}{20 \times 10^{-6}} \text{ Pa} = 2.326 \times 10^6 \text{ Pa} = 2.326 \text{ MPa}$$

(4) 泵的最大输出功率在压力流量曲线的拐点上, 故有

$$P_{\max} = \frac{pq}{60} = \frac{2 \times 10^6 \times 19 \times 10^{-3}}{60} \text{ W} = 633 \text{ W}$$

第 4 章

液压执行元件

4.1 内 容 提 要

液压执行元件是依靠液体压力的作用克服外力做功的一类液压元件的总称。本章主要介绍了液压马达和液压缸的常见类型及其主要结构、工作原理和性能特点,以及液压缸在设计和使用中的常见问题与解决方法。

4.2 重点难点分析

1. 液压马达与液压泵的区别

从能量转换的观点看,液压执行元件与液压泵正好相反,它是将流体的压力能转换为机械能,因此从原理上看,每一种结构的液压泵都可以反过来作为液压马达使用,但由于二者的功能、使用要求、工作条件等的不同,即使二者结构相同,液压泵一般来说也不可以直接作为液压马达使用。同种类型的液压泵和液压马达的区别主要有以下几点。

(1) 液压泵的吸油腔一般存在一定的真空度,这是一般泵从油箱吸油的前提条件。为改善吸油能力和避免气穴和气蚀的发生,通常把吸油口做得比出油口大,而液压马达由于进口的油为压力油,高于大气压力,所以没有进、出油口结构尺寸上的差别,通常是对称的。

(2) 液压泵在结构上必须保证具有自吸能力,液压马达则没有这种要求。

(3) 液压马达直接驱动工作机构,需要正、反双向转动,所以在内部结构上应具有对称性;而液压泵一般是单向转动(双向变量泵除外),为了改善总体性能,其内部结构有时设计得并不对称,例如端面配流盘的减振阻尼槽的设计。

(4) 液压马达的转速工作范围较宽,以满足工作机构在不同工作阶段的速度要求。在设计液

压马达的轴承结构形式和润滑方式时需要考虑速度变化的因素,确保其在很宽的速度范围内都能正常运行;而液压泵转速较高且变化不大,所以可以采用流体动压滑动轴承或滚动轴承。

(5) 液压马达通常带载启动,要求有较大的启动扭矩和较高的启动效率,即要求在启动瞬间内部的摩擦损失要小,而液压泵一般是空载启动,运转平稳后再加载。

(6) 液压马达要求启动前高压腔与低压腔可靠密封,如双作用叶片马达中的燕式弹簧就是用来使叶片在马达启动前压紧定子的内表面。

由于存在上述差别,因此很多同类型的液压泵和液压马达不能互逆使用。

2. 高速小扭矩液压马达和低速大扭矩液压马达的差别

这是根据液压马达的输出转速和扭矩的大小而定性分类的,二者之间无严格的界限,分别适用于不同的工作场合。通常认为,低速大扭矩液压马达与高速小扭矩液压马达的区别以转速 500 r/min 为界,额定转速高于 500 r/min 的马达属于高速液压马达,其特点是速度高、转动惯量小、启动和制动容易、调节(调速和换向)灵敏度高,但输出扭矩较小,一般为几十牛顿·米到几百牛顿·米。低速大扭矩液压马达的额定转速一般小于 500 r/min ,其特点是排量大、进口压力高、体积大、输出扭矩大,可达几千牛顿·米到几万牛顿·米,甚至几十万牛顿·米,转速低且低速稳定性好,有的可低到 0.01 r/min ,因此可以不用减速装置而直接与工作机构相连接,从而使传动结构大为简化,提高了工作装置的功率密度。

3. 低速大扭矩液压马达的主要类型

低速大扭矩液压马达的结构类型很多,如图 4-1 所示。从排量是否可调的角度来看,液压马达也有定量马达和变量马达之分。教材上给出的是其中在工程上应用相对较多的两种:单作用连杆式径向柱塞液压马达和多作用内曲线径向柱塞液压马达。前者结构简单,工艺性好,成本低,但在每转排量相同的条件下,比多作用内曲线径向柱塞液压马达的体积、重量较大,且轴上作用着周期性脉动的不平衡径向力,对轴承的要求高,存在较高的输出扭矩和转速脉动,低速稳定性较差。后者具有更紧凑的结构,功率密度大,且只要通过结构上的合理设计,就可以获得无脉动的力矩或转速输出,并且主传动轴上作用着平衡的径向力,轴承寿命长,低速稳定性好,启动性能好。但多作用内曲线径向柱塞液压马达的结构较复杂,加工制造成本高。

4. 液压马达的性能参数

液压马达的排量、理论流量、实际流量、额定流量的定义与液压泵类似,所不同的是进入液压马达的液体体积,且因为内部泄漏的影响,实际流量大于理论流量,由此使得描述液压马达机械效率、容积效率的性能参数在定义和计算方法上都与液压泵不同。因此,应正确理解和应用相关的公式。

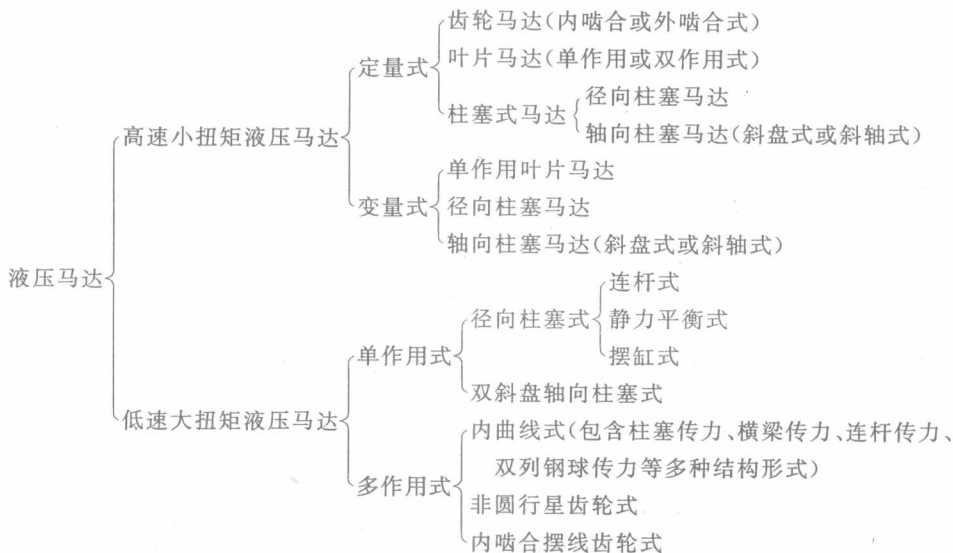


图 4-1 液压马达的分类

除了上述参数外,根据液压马达的使用要求,衡量液压马达质量好坏的性能参数还有液压马达的启动性能、制动性能和低速稳定性。

1) 液压马达的启动性能

液压马达的启动性能用启动扭矩或启动机械效率表示。液压马达在使用时通常需要带载启动、正反转等操作,要求马达在任意转角位置上都能够满足全负载或允许扭矩条件下的正常启动或换向。

启动扭矩是指液压马达由静止状态启动时液压马达输出轴上所能输出的扭矩,启动扭矩通常小于在同样压差下正常运转状态下的输出扭矩,这主要是由于在马达启动时,内部各相对运动副间润滑油膜尚未建立起来,处于静摩擦状态,存在较大的摩擦阻力矩。

启动机械效率是指液压马达由静止状态启动时,液压马达实际输出扭矩与马达在同一工作压力差时的理论扭矩之比。

2) 液压马达的制动性能

制动性能亦称滑移特性,一般用额定扭矩下切断液压马达的进、出油口后,因为惯性,负载扭矩变为主动扭矩使液压马达变成泵工况,出口油液转为高压,油液由此向外泄漏,导致马达缓慢转动的滑转值予以评定。

3) 液压马达的低速稳定性

通常用最低稳定转速来表示液压马达的低速稳定性能。液压马达的最低稳定转速是指液压马达在额定负载下,不出现爬行(抖动或时转时停,亦称粘滑)现象的最低转速。一般用马达的转速脉动率表示:

$$\delta_{\omega} = \frac{\pm \Delta \omega}{\omega_{av}} = \frac{\pm [\omega_{sh \max} - \omega_{sh \min}]}{\omega_{av}}$$

式中: $\Delta \omega$ 为所测转速下马达角速度的最大脉动幅度; ω_{av} 为马达在所测转速下的平均角速度。

根据具体的应用场合和使用要求,对马达的角速度脉动率要求也不同,但通常将额定载荷下角速度脉动率小于 $\pm 10\%$ 的转速作为该液压马达的最低稳定转速。

液压马达的最低稳定转速除与马达的结构形式、排量大小、加工装配质量有关外,还与泄漏量及工作压差脉动性有关。一般希望最低稳定转速越小越好,这样,才可扩大液压马达的变速范围。

5. 液压缸的分类及设计和使用中的主要问题

1) 液压缸的结构

液压缸的主要作用是输出力和速度,驱动工作机构完成直线往复运动。摆动缸输出的是 360° 角以内的往复摆动,有些书将其归到了液压马达之列。

液压缸的输出速度与输入流量成正比,与作用面积成反比;输出力与输入压力和作用面积成正比。

一般液压缸的主要结构包括缸体、活塞(或柱塞)、活塞杆、活塞和活塞杆的密封件及端盖(含导向件)等,但由于工作机构对输出速度、输出力、安装方式、工作行程的要求不同,因此液压缸的结构形式多种多样。如单作用液压缸和双作用液压缸、单出杆液压缸与双出杆液压缸、活塞缸和柱塞缸、伸缩液压缸、增速缸、增压缸、同步缸、齿轮齿条缸等。

液压缸根据安装方式不同分为耳轴式、法兰式、底座式等结构。

2) 液压缸设计与使用中的主要问题

液压缸设计与使用中的主要问题即液压缸的缓冲问题。

当运动件的质量较大,运动速度较高时,由于惯性力较大,活塞运动到缸筒的终端时,会与端盖发生机械碰撞,产生很大的冲击和噪声,甚至引起破坏性事故,所以在大型、高压或高精度的液压设备中,常常设有缓冲装置,其目的是使活塞在接近终端时,增加回油阻力,从而减缓运动部件的运动速度,避免撞击液压缸端盖。

一般在缸底部设置阻尼结构,使液流经过阻尼时在液压缸回油腔形成背压力,且阻尼大小随液压缸活塞与缸底的距离减小而增大,从而对活塞的运动产生制动作用。也有的缓冲装置采用教材上讲的双向卸压缓冲阀结构。

4.3 典型例题

例 4-1 排量相等、类型相同的泵和马达,为什么马达的进、出油口尺寸一般都相同,而泵

的进油口尺寸一般都大于出油口尺寸? (教材习题 4-1)

答 一般油箱液面低于泵入口高度,而泵需要在泵的入口位置形成一定真空度才能从油箱吸油,但真空度不能太大,否则会使入口处的流体压力低于其饱和蒸汽压(或称汽化压力),而发生气穴会造成泵的吸油不足、振动噪声、附近元件表面的气蚀等问题。扩大泵的吸油口尺寸,有利于降低泵入口处的液体流速,使压力不至于降得过低,从而避免气穴的发生。

液压马达因为入口供给的是具有一定压力的液体,自然不存在上述问题,考虑到双向转动要求及加工方便,因此把进油口和出油口做得尺寸相同。

注意 并非所有的液压泵进、出口通径都不同,如需要双向工作的液压泵,其结构就是对称的。

例 4-2 叶片泵能作马达用吗? 为什么? (教材习题 4-2)

答 一般叶片泵不能作马达用。因为叶片泵和叶片马达的使用要求不同,因而二者在结构上存在许多不同。叶片泵通常只作单向回转,进、出油口及内部结构如配流盘往往不对称,而马达因为需要正反转,所以结构对称。叶片泵的进、出油口一般是确定的,因此与叶片底部油腔相通的高压油口是确定的,而对叶片马达考虑到正反转变换,为了保证叶片底部总作用有高压油,需要采用梭阀实现高压选择。叶片马达一般带载启动,为了避免叶片与定子脱开,引起高、低压腔相通的情况,需要在转子两侧安装燕式弹簧。

例 4-3 排量为何是液压马达的重要参数? 它在计算液压马达的转速和扭矩中有什么用处? (教材习题 4-5)

答 液压马达的理论排量指的是在不计泄漏影响的条件下,马达每转一转过程中由其几何结构计算出的需要输入的液体体积。排量直接影响到液压马达的性能,因而是其重要的参数。

在供油压力和供油流量一定时,马达实际输出角速度 $\omega = \frac{q\eta_v}{V}$, 实际输出扭矩 $T = pV\eta_m$ 。

例 4-4 液压缸为什么要设置排气装置?

答 液压油中一般会混入一定量的空气,空气或以溶解形式存在,或以微细气泡形式存在。溶解的气体随温度升高或压力降低,会有部分过饱和气体以气泡状态析出,气泡的存在对液压油的某些性能会产生影响,如造成油的压缩性增加、润滑油膜的不连续与氧化变质等,会带来气穴气蚀、压力冲击增加等问题,所以一般在液压缸位置较高部位设置排气装置。

例 4-5 液压缸为什么要密封? 哪些部位需要密封?

答 液压缸存在泄漏问题。液压缸高压腔中的油液向低压腔泄漏称为内泄漏,液压缸中的油液向外部泄漏称为外泄漏。由于内泄漏和外泄漏问题的存在,使得液压缸的容积效率降低,从而影响到液压缸的工作性能,严重时会使系统压力上不去,甚至无法工作。外泄漏还会造成环境污染。因此,为了防止泄漏的产生,必须采取相应的密封措施。

液压缸中需要密封的部位有活塞、活塞杆和端盖等处。因为液压传动是利用压力液体作

为能量传递和控制的载体,所以所有液压元件都需要可靠的密封。

例 4-6 柱塞缸有何特点?

答 柱塞缸是通过柱塞受液压力作用而传递力和运动的。单个柱塞缸只能在压力油作用下作单方向运动。为了得到双向运动,柱塞缸应成对使用,或依靠自重(即垂直放置)或其他外力来实现。由于缸筒内壁和柱塞不直接接触,有一定的间隙,因此缸筒内壁的加工要求较低,只需保证导向套和密封装置部分内壁的精度,使加工较容易。

柱塞缸较适用于工作行程大的场合,如龙门刨床的工作台。

例 4-7 某一液压系统,已知液压泵输出油的压力 $p_p=14\text{ MPa}$,排量 $V_p=12\text{ mL/r}$,转速 $n_p=1\,500\text{ r/min}$,容积效率 $\eta_{Vp}=90\%$ 。若液压马达的排量 $V_M=10\text{ mL/r}$,机械效率 $\eta_{mM}=95\%$,容积效率 $\eta_{VM}=90\%$,设泵出口至马达入口间的管路损失为 0.5 MPa 。如果不计泄漏量和马达回油压力损失,试求:

- (1) 马达输出转速 n_M ;
- (2) 马达输出功率 P_M ;
- (3) 马达输出扭矩 T_M 。

解 (1) 马达的输出转速

$$n_M = \frac{q_M \eta_{VM}}{V_M} = \frac{V_p n_p \eta_{Vp} \eta_{VM}}{V_M} = \frac{12 \times 1\,500 \times 0.9 \times 0.9}{10} \text{ r/min} = 1\,458 \text{ r/min}$$

- (2) 马达的输出功率

$$\begin{aligned} P_M &= p_M V_M n_M \eta_{mM} \\ &= (14 - 0.5) \times 10^6 \times 10 \times 10^{-6} \times \frac{1\,458}{60} \times 0.95 \text{ W} \\ &= 3\,116.5 \text{ W} = 3.117 \text{ kW} \end{aligned}$$

- (3) 马达的输出扭矩

$$T_M = \frac{P_M}{2\pi n_M} = \frac{3\,117 \times 60}{2 \times 3.14 \times 1\,458} \text{ N} \cdot \text{m} = 20.43 \text{ N} \cdot \text{m}$$

例 4-8 某液压马达的有关参数如下:几何排量 $V=100\text{ mL/r}$,一定工况条件下测得输出轴上的扭矩为 $50\text{ N} \cdot \text{m}$ 时,对应的机械效率为 $\eta_{mM}=0.85$ 。若将此马达作为泵使用,在工作压力为 4.5 MPa 时,其机械损失与上述马达工况相同,试求此时泵的机械效率。

解 根据题意,作为马达使用时的扭矩损失为

$$\Delta T = \frac{T}{\eta_{mM}} - T = \left(\frac{50}{0.85} - 50 \right) \text{ N} \cdot \text{m} = 8.824 \text{ N} \cdot \text{m}$$

作为泵使用时,泵传动轴上输入的理论扭矩为

$$T_{pl} = \frac{pV}{2\pi} = \frac{4.5 \times 10^6 \times 100 \times 10^{-6}}{2 \times 3.14} \text{ N} \cdot \text{m} = 71.66 \text{ N} \cdot \text{m}$$

因此泵的机械效率为

$$\eta_p = \frac{T_{pt}}{T_p} \times 100\% = \frac{71.66}{71.66 + 8.824} \times 100\% = 89\%$$

例 4-9 某径向柱塞液压马达的理论平均输出扭矩 $T_t = 250 \text{ N} \cdot \text{m}$, 工作压力 $p = 10 \text{ MPa}$, 最小角速度 $\omega_{\min} = 0.209 \text{ rad/s}$, 最大角速度 $\omega_{\max} = 31.4 \text{ rad/s}$, 容积效率 $\eta_v = 0.94$ 。试求所需的最小和最大流量。(教材习题 4-11)

解 不考虑马达的出口背压, 即认为出口压力为 0。

因为

$$T_t = \Delta p V$$

故
$$V = \frac{T_t}{\Delta p} = \frac{250}{10 \times 10^6} \text{ m}^3/\text{rad} = 2.5 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{rad} = 25 \text{ mL/rad}$$

所需最小流量

$$q_{\min} = \frac{\omega_{\min} V}{\eta_v} = \frac{0.209 \times 25}{0.94} \text{ mL/s} = 5.559 \text{ mL/s} = 333.54 \text{ mL/min}$$

所需最大流量

$$q_{\max} = \frac{\omega_{\max} V}{\eta_v} = \frac{31.4 \times 25}{0.94} \text{ mL/s} = 835.11 \text{ mL/s} = 50\,110 \text{ mL/min}$$

例 4-10 一多作用内曲线径向柱塞液压马达的有关参数如下: 柱塞行程 $S = 20 \text{ mm}$, 柱塞数目 $Z = 10$, 作用次数 $x = 6$, 排量 $V = 0.964 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{r}$, 假定马达的额定压力为 $p_n = 25 \text{ MPa}$, 回油背压为 0, 容积效率 $\eta_v = 0.91$, 机械效率 $\eta_m = 0.93$ 。试求:

(1) 柱塞直径;

(2) 额定压力下的输出速度 $n = 50 \text{ r/min}$ 时的输出功率和输入流量;

(3) 额定压力下的输出扭矩。

解 (1) 由排量公式

$$V = \frac{\pi d^2 S x z}{4}$$

得柱塞直径为
$$d = \sqrt{\frac{4V}{\pi S x Z}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.964 \times 10^{-3}}{3.14 \times 20 \times 10^{-3} \times 6 \times 10}} \text{ m} = 0.032 \text{ m} = 32 \text{ mm}$$

(2) 输出功率为

$$\begin{aligned} P &= \Delta p q_1 \eta = \Delta p q_1 \eta_v \eta_m \\ &= \frac{\Delta p n V \eta_v \eta_m}{60} = \frac{25 \times 10^6 \times 50 \times 0.964 \times 10^{-3} \times 0.91 \times 0.93}{60} \text{ W} \\ &= 1.7 \times 10^4 \text{ W} = 17 \text{ kW} \end{aligned}$$

输入流量为

$$\begin{aligned} q &= \frac{\omega V}{\eta_v} = \frac{2\pi n V}{60 \eta_v} \\ &= \frac{2 \times 3.14 \times 50 \times 0.964 \times 10^{-3}}{60 \times 0.91} \text{ m}^3/\text{s} = 5.54 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 332.4 \text{ L/min} \end{aligned}$$

(3) 输出扭矩为

$$\begin{aligned}
 T &= \frac{\Delta p V}{2\pi} \cdot \eta_m \\
 &= \frac{25 \times 10^6 \times 0.964 \times 10^{-3}}{2 \times 3.14} \times 0.93 \text{ N} \cdot \text{m} \\
 &= 3\,569 \text{ N} \cdot \text{m}
 \end{aligned}$$

例 4-11 如图 4-2 所示, 两液压缸串联, 两液压缸的活塞有效作用面积分别为 A_1 、 A_2 , 两缸的外负载分别为 F_1 、 F_2 。不计压力损失和摩擦损失, 试求 p_1 、 p_2 、 v_1 、 v_2 。

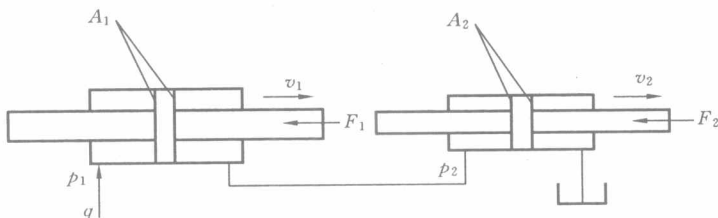


图 4-2 两液压缸串联示意图

解 对于液压缸 1, 有

$$p_1 A_1 = p_2 A_2 + F_1$$

故

$$p_1 = \frac{p_2 A_2 + F_1}{A_1} \quad (1)$$

对于液压缸 2, 有

$$p_2 = \frac{F_2}{A_2} \quad (2)$$

将(2)式代入(1)式, 得

$$p_1 = \frac{F_1}{A_1} + \frac{F_2}{A_2}$$

两缸的速度分别为

$$v_1 = \frac{q}{A_1}, \quad v_2 = \frac{q}{A_2}$$

例 4-12 双叶片摆动缸的叶片底端半径 $R_1 = 60 \text{ mm}$, 顶端半径 $R_2 = 110 \text{ mm}$, 叶片宽度 $b = 41.3 \text{ mm}$, 设摆动缸的容积效率和机械效率均为 90%。输入流量 $q = 25 \text{ L/min}$, 压力 $p_1 = 4 \text{ MPa}$, 回油背压 $p_2 = 0.2 \text{ MPa}$ 。求摆动缸输出轴的角速度 ω 和输出扭矩 T 。

解 角速度

$$\begin{aligned}
 \omega &= 2\pi n = \frac{2q\eta_v}{2b(R_2^2 - R_1^2)} \\
 &= \frac{25 \times 10^{-3} \times 0.9}{60 \times 0.0413 \times (110^2 - 60^2) \times 10^{-6}} \text{ r/s} \\
 &= 0.226 \text{ r/s} = 13.56 \text{ r/min}
 \end{aligned}$$

输出扭矩

$$\begin{aligned}
 T &= b(R_2^2 - R_1^2)(p_1 - p_2)\eta_m \\
 &= 0.041\,3 \times (110^2 - 60^2) \times 10^{-6} \times (4 - 0.2) \times 10^6 \times 0.9 \text{ N} \cdot \text{m} \\
 &= 1\,200.6 \text{ N} \cdot \text{m}
 \end{aligned}$$

例 4-13 如图 4-3 所示增速液压缸,主要结构参数如下:大缸体内径 $D=200 \text{ mm}$,大活塞杆外径 $d_1=150 \text{ mm}$,柱塞外径 $d_2=50 \text{ mm}$ 。设液压缸供油流量 $q=60 \text{ L/min}$,试求:

- (1) A、B 口同时进油时的活塞运动速度;
- (2) 仅由 A 口进油时的活塞运动速度。

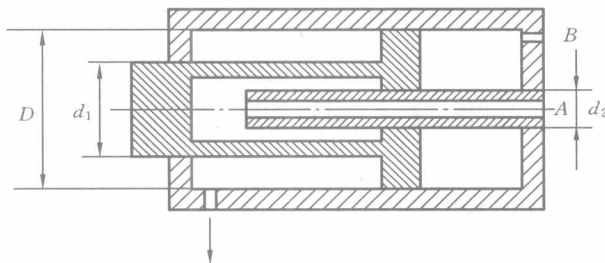


图 4-3 增速液压缸

解 (1) A、B 口同时进油时的活塞运动速度

$$\begin{aligned}
 v_1 &= \frac{q}{A_1} = \frac{q}{\frac{\pi}{4} D^2} \\
 &= \frac{60}{\frac{3.14}{4} \times (200 \times 10^{-2})^2} \text{ dm/min} = 19.11 \text{ dm/min} = 0.031\,5 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

(2) 仅由 A 口进油时的活塞运动速度

$$\begin{aligned}
 v_2 &= \frac{q}{A_2} = \frac{q}{\frac{\pi}{4} d_2^2} \\
 &= \frac{60}{\frac{3.14}{4} \times (50 \times 10^{-2})^2} \text{ dm/min} = 305.7 \text{ dm/min} = 0.51 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

第 5 章

液 压 控 制 阀

5.1 内 容 提 要

液压控制阀是通过对液压介质的流动参数(如压力、流量)和液流的通断或流向进行控制,从而实现液压系统各种控制功能的一类液压元件的总称。本章主要介绍了常用的压力控制阀、流量控制阀、方向控制阀的工作原理、用途、典型结构、设计和使用中的主要问题,并介绍了在普通开关型控制阀的基础上,通过采用电控元件作为先导控制级而形成的电液比例阀、数字阀、电液伺服阀的结构原理与性能特点。

5.2 重 点 难 点 分 析

1. 液压控制阀的分类

液压控制阀可以根据用途、控制特性、结构特点、安装连接方式等进行分类,如图 5-1 所示。

2. 阀内流动的基本规律

流体在液压阀内,特别是在阀口附近的流动规律,是各种液压阀在设计和使用中的共性问题,主要涉及流体力学中的动量定理、孔口出流、缝隙流动等知识。有关计算公式整理如下。

1) 阀口的流量

阀口的流量公式为

$$q = C_q A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

式中: C_q 为流量系数,与阀口的结构和流动的雷诺数等因素有关; Δp 为阀口前后压差; ρ 为流体密度; A 为阀口通流面积。

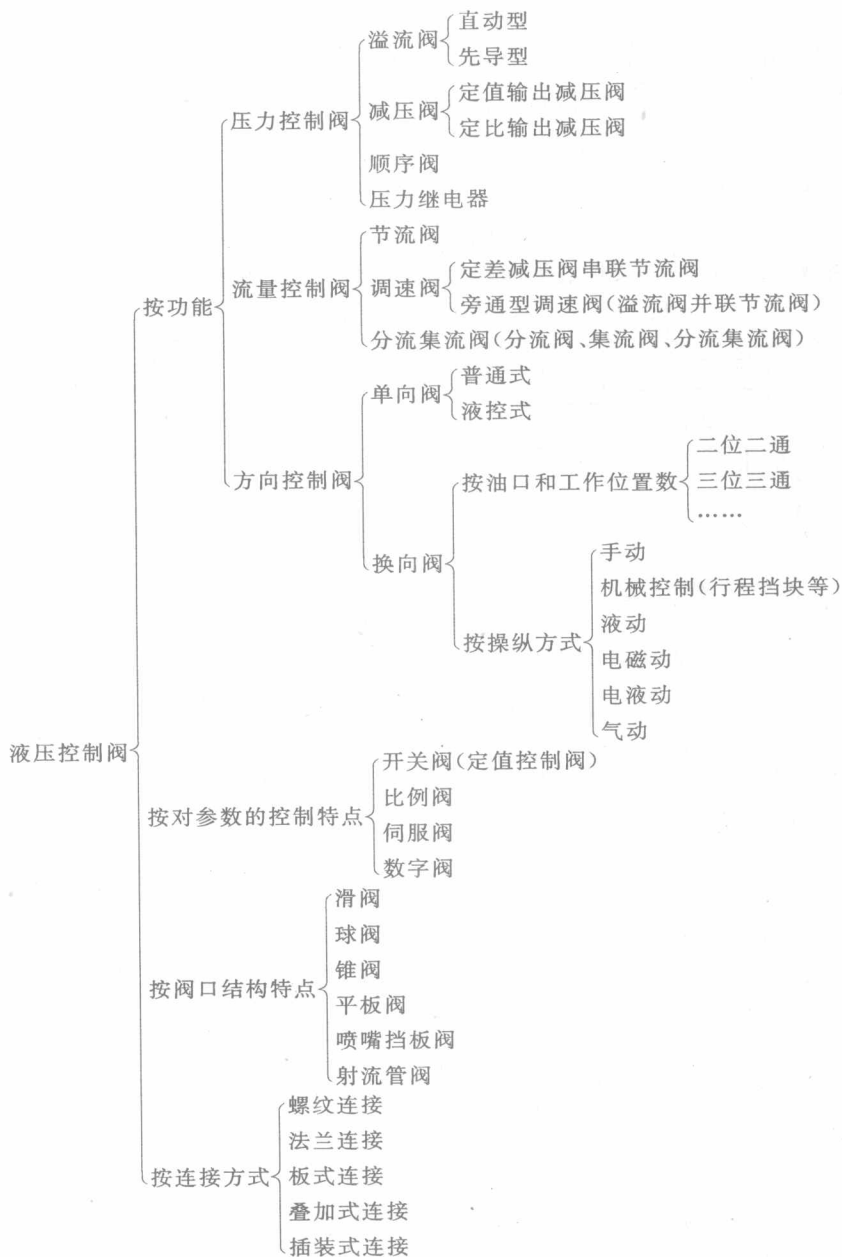


图 5-1 液压阀的分类

注意:上式仅适用于可以等效为薄壁小孔的阀口结构。

以下对滑阀和锥阀的流量公式给予说明。

(1)如图 5-2 所示为滑阀。对滑阀,当 $Re > 260$ 时, C_q 为常数。若阀口为锐边,则 $C_q = 0.6 \sim 0.65$;若阀口有不大的圆角或很小的导角,则 $C_q = 0.8 \sim 0.9$ 。

滑阀阀口的通流面积

$$A = W \sqrt{x^2 + \Delta^2}$$

式中: W 为滑阀的开口周长,又称过流面积梯度,表示阀口过流面积随阀芯位移的变化率。

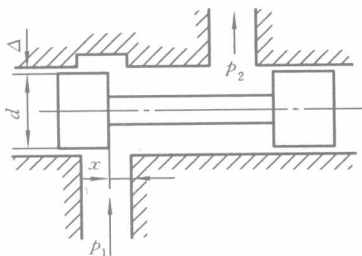


图 5-2 滑阀阀口

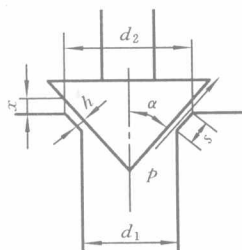


图 5-3 锥阀阀口

(2)如图 5-3 所示为锥阀。对锥阀,阀口的通流面积

$$A = \pi d_m x \sin \alpha \left(1 - \frac{x}{2d_m} \sin 2\alpha \right)$$

式中: d_m 为锥阀阀座的平均直径; x 为阀口开度; α 为阀芯半锥角。

锥阀阀口的流量系数为

$$C_q = \left[\frac{12d_m \ln \frac{d_2}{d_1}}{Reh \sin \alpha} + 1.543 \left(\frac{d_m}{d_2} \right)^2 + 0.18 \left(\frac{d_m}{d_1} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}}$$

式中: d_1 为锥阀阀座的小半径; d_2 为阀座的大半径; Re 为阀口流动的雷诺数,有

$$Re = \frac{v_m h}{\nu} = \frac{v_m x \sin \alpha}{\nu} = \frac{q}{\pi d_m \nu}$$

式中: v_m 为阀口平均流速, ν 为液体运动粘度。

当 Re 很大时, $C_q = 0.77 \sim 0.82$ 。

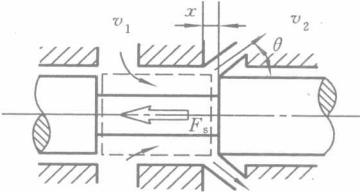
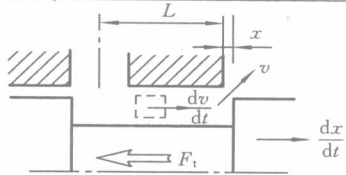
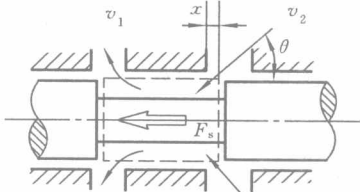
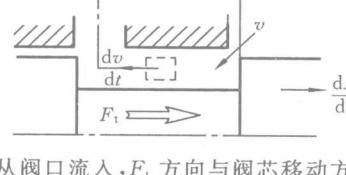
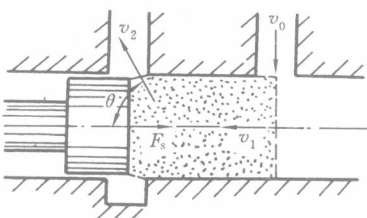
2) 作用在阀芯上的液动力

液动力是液体在流经阀口和阀腔时由于动量发生变化而作用在阀芯上的力。如果流动是定常的,则相应的液动力称为稳态液动力;如果流动是非定常的,如阀芯的开启或关闭过程引起阀腔内液体动量的变化,则相应的液动力称为瞬态液动力。液动力的计算是依据动量定理,液动力的方向与阀芯的运动方向可能相同,也可能相反,应根据具体情况而定。作用在圆柱滑阀和锥阀阀芯上的液动力计算方法见表 5-1。

当作用在阀芯上的稳态液动力较大时,会对阀的开启或关闭操作造成困难,一般通过以下方法减小其影响:

- (1) 将一个大的阀口改为沿阀套径向开设的多个小孔;
- (2) 利用压力降补偿;
- (3) 特型腔法;
- (4) 斜孔法。

表 5-1 作用在阀芯上的液动力计算方法

阀芯结构	稳态液动力	瞬态液动力
圆柱滑阀	 <p>流体从阀口流出, $F_s = -\rho q v_2 \cos\theta$, 指向使阀口关闭的方向</p>	 <p>流体从阀口流出, F_t 方向与阀芯移动方向相反</p>
	 <p>流体从阀口流入, $F_s = \rho q v_2 \cos\theta$, 指向使阀口关闭的方向</p>	 <p>流体从阀口流入, F_t 方向与阀芯移动方向相同</p> $F_t = C_q W L \sqrt{2\rho \Delta p} \frac{dx}{dt}$ <p>式中: W 为阀口过流面积梯度</p>
不完整阀腔	 <p>流体从阀口流出, $F_s = -\rho q (v_2 \cos\theta - v_1)$ 若 $v_1 \ll v_2$, 则 $F_s \approx -\rho q v_2 \cos\theta$, 方向指向使阀口关闭的方向</p>	

续表

阀芯结构	稳态液动力	瞬态液动力
<div data-bbox="158 395 229 539">圆柱滑阀</div> <div data-bbox="202 378 229 552">不完整阀腔</div>	<div data-bbox="498 326 861 552"> </div> <div data-bbox="306 569 901 598"> <p>流体从阀口流入, $F_s = -\rho q v_2 \cos \theta$, 指向使阀口开启的方向</p> </div>	
<div data-bbox="202 829 229 933">外流式</div>	<div data-bbox="283 656 602 1090"> </div> <div data-bbox="633 760 969 1025"> $F = p_1 \frac{\pi d_m^2}{4} - C_q C_v \pi d_m x p_1 \sin 2\alpha$ <p>等式右端第二项为稳态液动力。</p> <p>式中: $d_m = \frac{d_1 + d_2}{2}$ 为阀座的平均直径; C_q 为阀口流量系数; C_v 为阀口速度系数。</p> <p>F 指向使阀口关闭的方向</p> </div>	
<div data-bbox="158 1090 229 1142">锥阀</div> <div data-bbox="202 1298 229 1402">内流式</div>	<div data-bbox="310 1130 606 1558"> </div> <div data-bbox="633 1298 969 1425"> $F = \frac{\pi (d_0^2 - d_m^2)}{4} p_1 + \rho q v_2 \cos \alpha$ <p>等式右端第二项为稳态液动力。</p> <p>F 指向使阀口开启的方向</p> </div>	

3) 作用在滑阀上的液压卡紧力

产生液压卡紧现象的主要原因是滑阀阀芯与阀套配合间隙内的液体压力相对阀芯中心线不对称,导致阀芯受到的液体径向作用力不平衡,当侧向力较大时,引起阀芯与阀套间的较大摩擦力,造成阀芯移动困难甚至卡死。

产生液压卡紧的情况有两种:

(1) 倒锥。即阀芯和阀孔存在锥度,且二者轴线存在偏心距,液体在压力作用下从小缝隙端流向大缝隙端。

(2) 阀芯、阀孔无锥度,但二者轴线不平行。

阀芯所受的径向不平衡力大小为

$$F = \frac{\pi d l t (p_1 - p_2)}{4e} \left[\frac{2\Delta + t}{\sqrt{(2\Delta + t)^2 - 4e^2}} - 1 \right]$$

式中: d 为阀芯直径; l 为阀芯长度; t 为阀芯大小端半径差; p_1 为高压侧流体压力; p_2 为低压侧压力; Δ 为 $e=0$ 时滑阀大端径向间隙; e 为阀芯与阀套间的偏心量。

3. 溢流阀、减压阀、顺序阀的功能及结构比较

1) 三种阀的功能比较

溢流阀在液压系统中主要是起调节、稳定压力作用或作为安全阀使用,有时也安装在执行元件的回油路上作为背压阀使用,通过溢流阀控制的是其进口压力;减压阀的作用是使回路中某一支路上的压力低于主油路压力,以满足支路液压元件压力的需要,通过减压阀控制的是其出口压力;顺序阀的基本作用是根据压力的大小控制不同执行元件的动作次序。

2) 三种阀的结构比较

溢流阀、减压阀和顺序阀都有直动式和先导式两种结构类型。先导式都是通过先导阀起调压作用并控制主阀阀芯的动作来实现对主阀口的控制作用的。差别在于:

(1) 溢流阀和顺序阀的主阀阀口常闭,减压阀阀口常开;

(2) 先导式溢流阀的先导阀部分的过流液体为内泄,先导式减压阀先导阀部分的液流为外泄,先导式顺序阀一般为外泄,实现其他控制作用(如作为卸荷阀使用)时也有内泄结构,控制压力油的来源有内控和外控之分。

三者的差别也体现在表示它们的符号中,如图 5-4 所示。



图 5-4 三种直动式压力阀的符号

4. 直动型溢流阀与先导型溢流阀的结构及工作特性比较

直动型溢流阀是将作用在阀芯上的液压力直接与弹簧力、作用在阀芯上的摩擦阻力、液动力等进行比较,控制阀的入口压力不超过调定值。当调定压力较高时,调压弹簧的刚度较大,在阀口开启、阀芯运动时引起的弹簧压缩量的改变产生的弹簧力增量就较大,因此一般的直动型溢流阀的调压精度较低,即当通过的流量变化时,会造成较大的入口压力波动。同样的原因使得在压力高时,调节弹簧压缩量(即调压)需要的力较大。故通常直动型溢流阀多用于低压、小流量、且对压力稳定性要求不高的系统。但对一些改进结构的直动型溢流阀,如教材上给出的

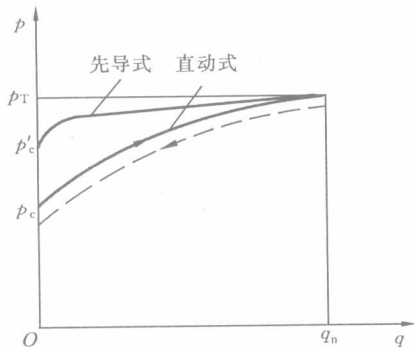


图 5-5 直动式与先导式溢流阀的性能曲线

的两个例子,由于采用了弹簧力补偿或液动力补偿结构,因此也能用于较高的压力、流量场合。

先导式溢流阀由主阀和先导阀两部分构成,将通流和调压两种功能分开。由于主阀的开启主要依靠阀芯上、下侧面上的液压力差,因此主阀弹簧仅用于克服阀芯上的摩擦力,使阀芯复位,弹簧刚度较小,阀口开度变化(流量变化)引起的入口压力变化不大,即调压精度高;而先导阀主要起调压作用,通过的流量很小,仅占总流量的 1% 左右,故阀口很小,调压弹簧的刚度很小,调压容易且灵敏度高。故先导型溢流阀多用于高压、大流量且对压力稳定性要求高的系统。

二者的压力流量特性曲线如图 5-5 所示。

5. 普通节流阀与调速阀的结构与工作性能比较

节流阀和调速阀都是流量调节元件,用于控制液流流量,调节控制液压执行元件的输出速度。流量控制阀是在进出口压差一定的条件下,通过调节阻尼元件的阻尼(简称液阻),如调节阻尼管的长度、节流孔口的过流面积来改变流量的。根据流体力学知识,通过节流元件的流量为

$$q = KA\Delta p^m$$

式中: K 为节流系数,与节流元件的结构形状及结构参数、流动的雷诺数等有关; A 为节流阀过流面积,与阀口形状有关; Δp 为阀口前后压力差; m 为与阀口结构形状有关的指数,如对于常见的薄壁孔 $m=0.5$,细长圆孔 $m=1$ 。

普通节流阀由于过流流量与压差有关系,因此在压差变化时,流量随之变化,引起执行元件运动速度的变化,因此不适用于对工作机构的运动稳定性要求较高的系统。

调速阀是在一般节流阀的基础上形成的,它通过对节流阀口前后压差的补偿,使得在工作机构负载变化等因素引起节流阀进口或出口压力波动时,节流阀口前后压差保持近似恒定,所

以在阀口开度一定时,通过的流量保持稳定,执行元件的速度近似恒定。

调速阀的压差补偿元件为一定差减压阀,与节流阀串联安装。

由于减压阀对液流有阻力,将耗费部分能量,所以调速阀的效率较节流阀低。

6. 逻辑阀的结构与性能特点

逻辑阀根据其结构特点又称为插装阀、二通插装阀,阀口一般为锥阀结构。根据用途不同,分为逻辑式压力阀、逻辑式流量阀和逻辑式换向阀等。

逻辑阀的组成包括阀体、逻辑单元(也称插装单元)、先导控制阀和盖板等部分。逻辑单元主要由阀芯、阀套、复位弹簧及密封件等构成,阀芯形状根据阀控制功能的不同而有所差别。每个逻辑单元包括A、B两个主油口和X一个控制油口,阀芯的开启或关闭主要取决于阀芯上所受到的弹簧力及主油口和控制油口内油液对阀芯的作用力。

逻辑阀的主要特点是:

- (1)逻辑单元可以实现标准化、系列化、通用化生产,生产周期短,生产成本低;
- (2)主阀阀口通常采用锥面结构,密封性好,响应快,适用于低粘度介质;
- (3)阀口通流能力强,适用于大流量场合。

因为一个逻辑单元只有两个主油口,因此需要两个插装单元并联以组成三通回路,需要四个插装单元并联才能实现四通回路。利用多个逻辑单元配以相应的先导控制阀可以方便地组成能实现各种复杂控制机能的方向控制阀。

7. 电液比例控制阀的结构与性能特点

电液比例控制阀的输出量(压力、流量等)与输入信号(电流)成比例变化,可以实现对输出量的连续、按比例的控制,从而连续平滑地控制液压缸或液压马达的输出速度、力或力矩。比例控制阀在性能上比伺服阀低,较一般的开关式阀高,而制造成本较伺服阀低,使用中对系统的介质过滤精度要求较低,因此在自动化、程序化控制要求高的液压系统中的应用越来越多。

在组成上,比例控制阀包括电-机械转换器和主阀两部分,主阀部分的结构组成和工作原理与相应功能的开关阀相似。电-机械转换器是将输入电信号按比例转换为机械量(力、力矩等)输出的装置。

常用的电-机械转换器有:比例电磁铁、力马达、力矩马达、步进电机、伺服电机。

8. 液压伺服阀的结构与性能特点

液压伺服阀根据结构和工作原理不同分为机液伺服阀、气液伺服阀和电液伺服阀三类。机液伺服阀如在斜盘式轴向柱塞泵中应用较多的差动活塞变量控制机构。伺服阀与比例阀一样,也可以实现输出量与输入量连续成比例的变化控制。

电液伺服阀是将小功率的电信号转换为大功率的液压能输出,以实现对流量或压力控制

的转换装置。与电液比例阀类似,电液伺服阀也是将电子控制的快速性、方便性、易于实现遥控等特点与液压控制的功率大、惯性小等特点相结合的控制元件,但控制精度、响应速度比电液比例阀高,加工安装要求及使用维护要求、特别是对介质的过滤要求高,价格较高,因此多用于对控制精度要求高的系统。

电液伺服阀主要由电-机械转换器、液压放大器等组成。常用的液压放大器有滑阀式、喷嘴挡板式和射流管式三种。

9. 叠加阀的结构与使用特点

叠加阀是根据其安装特点命名的,由几个相关的具有不同控制功能的液压阀通过叠加形成,从而使各阀的相关油路沟通,起到控制作用。因为各阀间相同通径的油口直接相通,省去了管道和连接紧固件,结构紧凑,过流阻力小,安装维护和使用方便,便于系列化、标准化生产,加工周期较短。

5.3 典型例题

例 5-1 如何判断稳态液动力和瞬态液动力的方向?(教材习题 5-1)

提示 作用在阀芯上的液动力方向可以根据动量定理分析,不需要死记。

答 对于滑阀,如果阀腔两端均有台肩,即所谓完整阀腔,则无论介质是由阀口流入还是由阀口流出,作用在阀芯上的稳态液动力总是指向使阀口趋于关闭的方向。如果阀腔只有一端有台肩,即所谓不完整阀腔,则当介质由阀口流入时,稳态液动力指向使阀口趋于关闭的方向;如果介质由阀口流出,则稳态液动力指向使阀口趋向开启的方向。

对于滑阀,瞬态液动力的方向与阀芯移动的方向即阀口处于开启还是关闭过程有关。当阀口处于开启过程时,阀腔内流体动量增加,瞬态液动力指向使阀口趋于关闭的方向;当阀口处于关闭过程时,瞬态液动力指向使阀口趋于打开的方向。

对于锥阀和球阀,当介质经阀口外流时,即介质由过流断面小的一侧流向过流断面大的一侧时,稳态液动力指向使阀口趋于关闭的方向;反之,当介质经阀口内流时,稳态液动力指向使阀口趋向关闭的方向。

例 5-2 经常可以看到,在滑阀阀芯或轴向柱塞泵柱塞的表面加工有三道或更多的很窄的环形浅槽,试问其用途是什么?

答 这些环形浅槽称为均压槽,其浅槽宽度和深度至少为单边配合间隙的 10 倍,一般宽度为 0.3~0.5 mm,深度为 0.8~1.0 mm,主要用以减少或避免阀芯或柱塞在工作时发生液压卡紧问题。工作时,当流体在阀芯两端压差下沿环形缝隙流过时,环槽内的流体压力沿周向均布,从而减小了阀芯或柱塞所受的径向不平衡力。

例 5-3 绘出先导型溢流阀的启闭特性曲线,并对各段曲线及拐点作出解释。(教材习题 5-4)

答 如图 5-6 所示为先导型溢流阀的启闭特性曲线。曲线反映了压力流量关系,其变化过程取决于先导阀芯和主阀芯上的受力状态。当溢流阀进口压力低于 p_{12} 时,作用于先导阀芯上的液体压力不足以克服弹簧预紧力,先导阀关闭,此时因为主阀芯上下液体压力相等,而阀芯上腔液体有效作用面积略大于下腔有效作用面积,再加上主阀弹簧预紧力和阀芯与阀套间的摩擦力等的作用,主阀口关闭;当进口压力等于 p_{12} 时,先导阀芯处于开启的临界状态;当进口压力大于 p_{12} 而小于 p_{1n} 时,先导阀芯开启,有流体经过,且通过主阀阀芯的中心孔流到主阀出口,此时在主阀芯上的阻

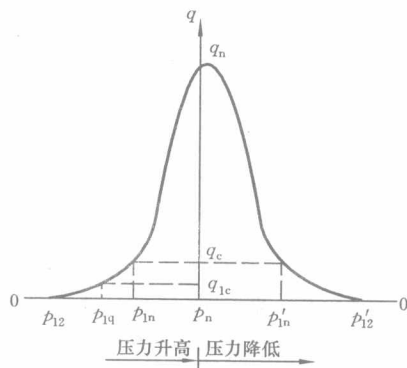


图 5-6 先导型溢流阀的启闭特性曲线

尼孔前后产生压力降,因此主阀下腔压力大于上腔压力,但因为流量较低,压差较小,产生的对主阀的作用力还不足以克服作用在主阀芯上的阻力,故主阀口仍关闭;当进口压力大于 p_{1n} 时,作用在主阀上的压差力克服弹簧力等阻力使主阀口开启,主阀溢流;当进口压力等于额定压力 p_n 时,阀内通过的流量为额定流量 q_n 。

溢流阀闭合过程的分析与开启过程类似,只不过作用在主阀阀芯上的摩擦力方向与阀开启过程相反,使主阀口的闭合压力 p'_{1n} 低于开启压力 p_{1n} ,先导阀的闭合压力 p'_{12} 低于开启压力 p_{12} 。

例 5-4 请比较先导型溢流阀和先导型减压阀的异同点。

答 相同点:

溢流阀与减压阀同属压力控制阀,都是由液压力与弹簧力进行比较来控制阀口开启或关闭的;两阀都可以在先导阀的遥控口接远程调压阀实现远控或多级调压。

不同点:

- (1) 溢流阀阀口常闭,进出油口不通;减压阀阀口常开,进出油口相通。
- (2) 溢流阀为进口压力控制,阀口开启后保证进口压力稳定;减压阀为出口压力控制,阀口关小后保证出口压力稳定。
- (3) 溢流阀出口接油箱,先导阀弹簧腔的泄漏油经阀体内部流道流到出口,即内泄;减压阀出口压力油通向其他控制元件或执行元件,压力不为零,先导阀弹簧腔的泄漏油通过单独的油口引回油箱,即外泄。

例 5-5 现有两个压力阀,由于铭牌脱落,分不清哪个是溢流阀,哪个是减压阀,又不希望把阀拆开,如何根据其特点作出正确判断?(教材习题 5-5)

提示 区分的方法可能有很多,当然是越简单越好,这就要求将两种压力阀结构上的差别

搞清楚,参考例 5-4。

答 因为溢流阀主阀口常闭,而减压阀主阀口常开,因此可以对着一个阀口吹气或通烟,如果另一阀口有气或烟冒出,则为减压阀,否则为溢流阀。

实际上,根据阀的外形差别也可以判别,因为直动型阀减压阀的阀芯上腔(如果是先导型,则是先导阀腔)的油液是外泄的,有外泄油口,而溢流阀为内泄,没有泄油口。

例 5-6 若减压阀调压弹簧预调为 5 MPa,而减压前的一次压力为 4 MPa。试问经减压后的二次压力是多少?为什么?(教材习题 5-6)

答 仍为 4 MPa。因为当进口压力低于调定压力时,作用在主阀芯上下腔的液压力相等,主阀芯在弹簧力作用下处于使阀口开度最大的位置,不起减压作用。

例 5-7 溢流阀在液压系统中有哪些用途?

答 溢流阀在液压系统中的主要作用有如下几点。

(1)起稳压溢流作用。在定量泵节流调速回路中,当采用进油节流或回油节流时,溢流阀保持液压泵出口压力不变,在调速时使部分油液溢流回油箱。

(2)起安全阀作用。避免液压系统过载而引起对液压元件或系统的破坏。在这种场合下,阀口通常是关闭的,只有负载超过规定的极限时才开启。作安全阀用时,通常把溢流阀的调定压力调得比系统最高压力高 10%~30%。

(3)用于产生背压。将溢流阀串联在回油路上时,可以产生背压,使执行元件运动平稳。此时溢流阀的调定压力低,一般用直动式低压溢流阀即可。

(4)如果是先导型溢流阀,则通过先导阀上的遥控油口,可以实现以下功能。

① 作卸荷阀用。将先导型溢流阀与二位二通电磁阀配合使用,可使系统卸荷。

② 作远程调压阀用。用管路将溢流阀的遥控口接至调节方便的远程调压阀进口处,可实现遥控目的。

③ 作高低压多级控制用。用换向阀将溢流阀的遥控口和几个远程调压阀连接,即可实现高低压多级控制。

例 5-8 请分析内控顺序阀的进口压力 p_1 、出口压力 p_2 及调定压力 p_t 之间的关系。

答 当 $p_1 \leq p_t$ 时,顺序阀关闭;出口压力等于负载压力。

当 $p_1 \geq p_t$ 时,顺序阀开启,进口与出口相通,根据负载情况,可能存在以下两种情况:

若 $p_2 > p_t$,顺序阀阀口全开,则 $p_2 = p_1$;

若 $p_2 < p_t$,顺序阀阀口开启,进口压力与顺序阀复位弹簧力平衡,阀口关小,以保持进口压力不低于开启压力,显然 $p_2 < p_1$ 。

例 5-9 在节流调速系统中,如果调速阀的进、出油口接反了,将会出现怎样的情况?试根据调速阀的工作原理进行分析。(教材习题 5-7)

答 如图 5-7 所示,反接油口后,节流阀进油压力作用在定差减压阀阀芯弹簧腔侧,出口压力作用在减压阀阀芯无弹簧侧,因为节流阀口的节流阻力很小,所以减压阀阀芯两侧液压作

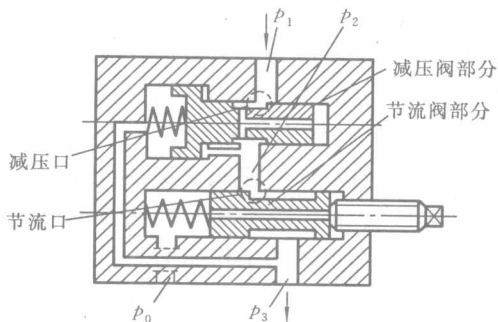


图 5-7 调速阀结构

用力几乎相等，阀芯在弹簧力作用下移动到极端位置，减压阀口开度最大，起不到减压作用，自然起不到对节流阀前后压差的补偿作用。

例 5-10 将调速阀中的定差减压阀改为定值输出减压阀，是否仍能保证执行元件速度的稳定性？为什么？（教材习题 5-10）

答 不能。因为改为定值输出减压阀后，节流阀前后的压力差不能维持为近似恒定值，而是随着负载变化而波动，因此在节流阀开度调定时，流量会随负载变化而波动，相应的执行元件的速度也会发生波动。

例 5-11 节流阀的流量稳定性主要受哪些因素的影响？

提示 所谓流量稳定性是指在流量阀开度一定时通过流量阀的流量受液压系统外负载变化等干扰影响的大小。流量稳定性好，则液压缸或液压马达的工作速度就越稳定。

答 根据节流阀阀口的流量公式 $q = KA\Delta p^m$ 可知，在阀口开度确定时，以下因素将影响流量：

(1) 节流阀前后压力差的影响；

(2) 指数 m 的影响。 m 与节流阀口的形状有关， m 值大，则对流量的影响也大。节流阀口为细长孔 ($m=1$) 时比节流口为薄壁孔 ($m=0.5$) 时对流量的影响大。

(3) 节流口堵塞的影响。节流阀在小开度时，由于油液中的杂质和氧化后析出的胶质、沥青等，容易积聚并附着于阀口附近，造成部分堵塞，这样就改变了原来调节好的节流口通流面积，使流量发生变化。一般而言，节流通道的越短，通流面积越大，就越不容易堵塞。为了降低节流口堵塞的可能性，节流口应采用薄壁孔口等水力半径大的结构形式。

(4) 对细长孔结构的阻尼孔，油温对流量也会有影响。油温升高，油的粘度减小，因此使流量加大。

例 5-12 请比较调速阀和溢流节流阀（旁通型调速阀）的异同点。

答 调速阀与溢流节流阀都是流量调节阀，且由于采用了压力补偿结构，使负载变化时节流阀前后压力差基本不变，因此流量调节精度较一般的节流阀高，但二者采用的压力补偿元件

不同,由此在工作性能上也有差别。

用溢流节流阀调速时,液压泵的供油压力是随负载变化的,负载小时供油压力也小,因此系统的功率损失较小;但是该阀通过的流量是液压泵的全部流量,故阀芯的尺寸要取得大一些;又由于阀芯运动时的摩擦阻力较大,因此它的弹簧一般比调速阀中减压阀的弹簧刚度要大,这使得它的节流阀前后的压力差值不如调速阀稳定,所以流量稳定性不如调速阀。故溢流节流阀适用于对速度稳定性要求稍低一些、而功率较大的节流调速回路。

在液压系统中使用调速阀调速时,系统的工作压力由溢流阀根据系统工作压力而调定,基本保持恒定,即使负载较小,液压泵也按此压力工作,因此功率损失较大;但该阀的减压阀所调定的压力差值波动较小,流量稳定性好,因此适用于对速度稳定性要求较高、而功率又不太大的节流调速回路。

溢流节流阀只能安装在执行元件的进油路上,而调速阀还可以安装在执行元件的回油路或旁油路上。这是因为溢流节流阀中差压式溢流阀的弹簧是弱弹簧,安装在回油路或旁油路时,其中的节流阀进口压力建立不起来,节流阀也就起不到调节流量的作用。

例 5-13 球式换向阀与滑阀式换向阀相比,具有哪些优点?(教材习题 5-12)

答 球式换向阀与滑阀式换向阀相比,主要具有如下优点:

- (1)不存在液压卡紧问题,工作可靠性高;
- (2)线密封较滑阀的环形间隙密封效果好;
- (3)受液压介质的污染影响小,如污染磨损小;
- (4)不存在滑阀阀芯动作开始时的死区(密封长度段对应的阀芯行程),因此响应快;
- (5)阀芯结构简单,成本低;
- (6)适用于粘度低的介质,以及工作压力高的场合。

提示 对球阀式结构的换向阀,因为每个球阀仅有一个进油口和一个出油口,要实现多位方向控制就没有滑阀式结构容易,即使采用组合式结构实现同样的控制机能,其结构也将变得复杂得多。球阀结构一般不适用于流量大的场合。

锥阀结构的换向阀与球阀结构具有类似的特点。

例 5-14 电液比例压力先导阀中弹簧的作用是什么?该弹簧的刚度对阀的启闭特性有无影响?(教材习题 5-14)

答 弹簧的作用主要是作为传力元件,将比例电磁铁输出的力传递到先导阀阀芯上,也具有一定的导向作用,因此不同于一般开关式溢流阀中的先导阀调压弹簧。

此弹簧的刚度一般要求较高。若弹簧刚度低,变形大,将使得传力过程中比例电磁铁的衔铁行程增加,而通常衔铁的输出力线性工作行程较小,否则会使线性度降低;如果考虑到溢流阀的动态特性要求,显然弹簧刚度低也会使阀的动态响应频率降低。

例 5-15 什么是换向阀的“位”与“通”?

答 “位”与“通”是描述换向阀工作特性的基本术语。换向阀的“位”是指确定的工作位

置,对于滑阀式换向阀,指阀芯相对于阀孔(阀套)的工作位置。为了改变液流方向,阀芯相对于阀体应有不同的工作位置,对于一个结构确定的液压阀,阀芯有几个工作位置就称该阀为几“位”。职能符号中的方格表示工作位置,三个方格为三位,两个方格为二位,依此类推。

换向阀的“通”是指与换向阀可以连接通油的油口。当阀芯相对于阀体运动时,可改变各油口之间的连通情况,从而改变液体的流动方向。换向阀有几个与液压系统油路相连的油口就称该阀为几“通”。

例 5-16 何谓换向阀的中位机能? 请说明 O 型、M 型、P 型和 H 型三位四通换向阀在中间位置时的性能特点。

答 三位四通或三位五通换向阀在滑阀处于中间位置时各油口的连通方式称为中位机能。

O 型中位机能的各油口全部关闭,系统保持压力,液压缸两腔封闭;

M 型中位机能的 P 油口与 T 油口相通,液压泵卸荷,A、B 两油口封闭;

O 型和 M 型中位机能可以使液压缸停在任一位置;

P 型中位机能的 P 油口与 A、B 两油口都连通,回油口封闭;

H 型中位机能的四个油口 P、T、A、B 都互相连通,液压泵卸荷,液压缸两腔连通。

例 5-17 如图 5-8 所示回路,设溢流阀调定压力为 p_y ,负载压力为 p_l ,减压阀调定压力为 p_j 。试分析在以下不同条件下减压阀进、出口压力的关系并判断阀口开启状况。

(1) $p_y < p_j$, $p_l > p_j$;

(2) $p_y > p_j$, $p_l > p_j$;

(3) $p_y > p_j$, $p_l = \infty$;

(4) $p_y > p_j$, $p_l = p_j$ 。

答 (1)减压阀进口压力、出口压力近似相等,等于负载压力,减压阀阀口开度最大;

(2)同(1),减压阀处于小开口的减压状态;

(3)减压阀进口压力等于 p_y ,出口压力等于 p_l ,减压阀阀口关闭;

(4)减压阀进口压力等于 p_y ,出口压力等于 p_l ,减压阀处于小开口的减压状态。

例 5-18 对于弹簧对中型的三位四通电液换向阀,先导电磁阀的中位机能采用 O 型或 M 型会有什么问题,应采用什么类型的中位机能?

答 如果先导电磁阀采用 O 型或 M 型机能,则在电磁阀断电时,主阀芯两端的控制油路被切断,主阀芯无法回到中位。

先导电磁阀一般采用 Y 型中位机能,在中位时控制油路切断,不会引起控制压力下降,而它的两个工作油口与主阀芯两侧控制油腔相通,且与油箱相通,阀芯轴向液压力平衡,在弹簧力下回中位。

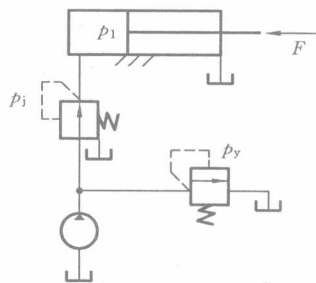


图 5-8 减压回路

例 5-19 如图 5-9 所示,已知溢流阀的调定压力为 $p_y = 4.5 \text{ MPa}$,两个减压阀的调定压力分别为 $p_{j1} = 3 \text{ MPa}$, $p_{j2} = 2 \text{ MPa}$ 。若液压缸的无杆腔有效作用面积 $A = 15 \text{ cm}^2$,作用在活塞杆上的负载力 $F = 1\,200 \text{ N}$,不计减压阀全开时的局部损失和管路损失。试确定:

- (1) 活塞在运动时和抵达终点后, A、B、C 点的压力;
- (2) 若负载力增大为 $F = 4\,200 \text{ N}$, A、B、C 点的压力。

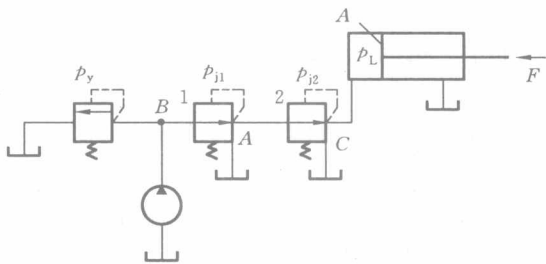


图 5-9 减压阀串联回路

解 (1) 活塞运动时,负载压力为

$$p_L = \frac{F}{A} = \frac{1\,200}{15 \times 10^{-4}} \text{ MPa} = 0.8 \text{ MPa}$$

此时两个减压阀阀口全开,不起减压作用,因此 A、B、C 三点的压力均为负载压力 0.8 MPa;

活塞到达终点时,阻力增大,理论上为无穷大,此时减压阀 1、2 阀口均关小,起减压作用,则有

$$p_A = 3 \text{ MPa}, \quad p_B = 4.5 \text{ MPa}, \quad p_C = 2 \text{ MPa}$$

(2) 负载力增大为 $F = 4\,200 \text{ N}$ 时,负载压力为

$$p_L = \frac{F}{A} = \frac{4\,200}{15 \times 10^{-4}} \text{ MPa} = 2.8 \text{ MPa}$$

由于减压阀 2 的调定压力小于负载压力,因此无法克服负载力,液压缸不动,则

$$p_A = 3 \text{ MPa}, \quad p_B = 4.5 \text{ MPa}, \quad p_C = 2 \text{ MPa}$$

例 5-20 如图 5-10 所示,已知溢流阀的调定压力为 $p_y = 5 \text{ MPa}$,顺序阀的调定压力为 $p_x = 3 \text{ MPa}$ 。若液压缸 1 的无杆腔有效作用面积 $A_1 = 50 \text{ cm}^2$,作用在活塞杆上的负载力 $F = 10 \text{ kN}$,不计管路流动损失。试确定在图示状态下:

- (1) 活塞 1 在运动时和抵达终点后, A、B 点的压力;
- (2) 若负载力增大为 $F = 20 \text{ kN}$,以上两种情况下 A、B 点的压力。

解 (1) 活塞运动时,负载压力为

$$p_L = \frac{F}{A_1} = \frac{10 \times 1\,000}{50 \times 10^{-4}} \text{ MPa} = 2 \text{ MPa}$$

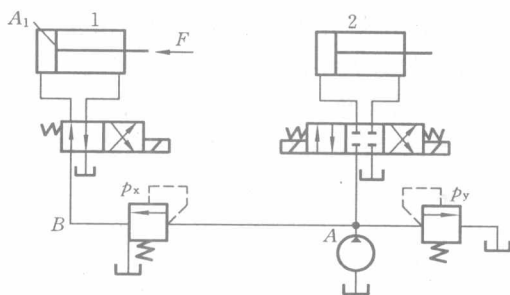


图 5-10 顺序阀回路

A 点压力为 3 MPa, B 点压力为 2 MPa。

活塞到达终点后,压力上升,溢流阀开启溢流,顺序阀打开,故两点压力均为溢流阀调定压力 5 MPa。

(2) 负载力增大为 $F=20 \text{ kN}$ 时,负载压力为

$$p_L = \frac{F}{A_1} = \frac{20 \times 1\,000}{50 \times 10^{-4}} \text{ MPa} = 4 \text{ MPa}$$

活塞运动时,顺序阀开启,两点压力均为 4 MPa,活塞停止后,两点压力均为 5 MPa。

例 5-21 如图 5-11 所示为利用先导式溢流阀遥控口进行卸荷的回路。设溢流阀调定压力 $p_y=3 \text{ MPa}$,若考虑阀芯阻尼孔的压力损失,回答下列问题:

(1) 在溢流阀开启或关闭时,控制油路 EF 段与泵出口处 B 点的油路是否始终是连通的?

(2) 在电磁铁 DT 断电时,若泵的工作压力 $p_B=3 \text{ MPa}$, B 点和 E 点哪个压力大? 若泵的工作压力 $p_B=1.5 \text{ MPa}$, B 点和 E 点哪个压力大?

(3) 在电磁铁 DT 吸合时,泵的流量是如何流到油箱中去的?

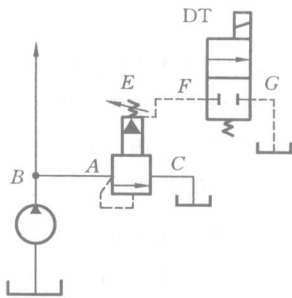


图 5-11 先导式溢流阀卸荷回路

解 (1) 在溢流阀开启或关闭时,控制油路 EF 段与泵出口处 B 点的油路始终是保持连通的。

(2) 当泵的工作压力 $p_B=3 \text{ MPa}$ 时,先导阀打开,油流通过阻尼孔流出,这时在溢流阀主阀芯的两端产生压降,主阀口开启溢流,先导阀入口处的压力即为远程控制口 E 点的压力,故 $p_B > p_E$; 当泵的工作压力 $p_B=1.5 \text{ MPa}$ 时,先导阀关闭,阻尼小孔内无油液流动,故 $p_B = p_E$ 。

(3) 二位二通阀的电磁铁吸合后溢流阀卸荷,少量油液通过先导阀流到主阀出口,与主体油液一并经主阀口流出。

例 5-22 如图 5-12 所示定量泵进口节流调速回路中,设溢流阀调定压力 $p_y=1.2 \text{ MPa}$,

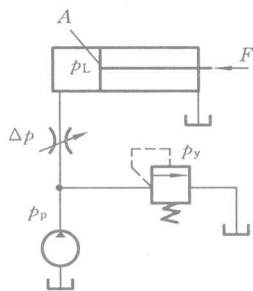


图 5-12 定量泵进口节流调速回路

液压泵的流量为 $q_p = 30 \text{ L/min}$, 活塞无杆腔有效作用面积 $A = 30 \text{ cm}^2$, 负载力 $F = 2700 \text{ N}$ 。若节流阀为薄壁小孔结构, 流量系数 $c_q = 0.67$, 油液密度 $\rho = 980 \text{ kg/m}^3$, 试分析节流阀从全开到逐渐调小的过程中, 溢流阀的开启状况及液压缸输出速度的变化。

解 液压缸内压力

$$p_L = \frac{F}{A} = \frac{2700}{30 \times 10^{-4}} \text{ MPa} = 0.9 \text{ MPa}$$

当节流阀全开时, 设油液全部通过节流阀, 根据阀口流量公式

$$q_p = c_q A_x \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

$$\Delta p = \frac{\rho q_p^2}{2(c_q A_x)^2} = \frac{980 \times \left(\frac{30}{60} \times 10^{-3}\right)^2}{2 \times (0.67 \times 30 \times 10^{-4})^2} \text{ Pa} = 30.32 \text{ Pa}$$

显然, 节流阀全开时, 因为泵出口压力小于溢流阀开启压力, 溢流阀关闭, 故液压缸输出速度为

$$v = \frac{q_p}{A_x} = \frac{30 \times 10^3}{30} \text{ cm/min} = 1000 \text{ cm/min} = 10 \text{ m/min}$$

在节流阀阀口开度减小的过程中, 阀口流动阻力损失增加, 但在泵出口压力达到溢流阀开启压力前, 液压缸的速度不变。当泵出口压力增加到溢流阀调定压力时, 节流阀前后压降

$$\Delta p = p_y - p_L = (1.2 - 0.9) \text{ MPa} = 0.3 \text{ MPa}$$

此时再减小阀口开度, 将因为溢流阀溢流而使液压缸速度降低。

例 5-23 如图 5-13 所示为定量泵节流调速回路。设溢流阀调定压力为 p_y , 液压缸无杆腔活塞有效作用面积为 A_1 , 有杆腔有效作用面积为 A_2 , 液压缸往复运动的负载力均为 F , 且与活塞运动方向相反, 节流阀为薄壁小孔结构。试分析活塞往复运动速度。

解 当活塞向右运动时, 回路为进油节流调速。

在溢流阀溢流时, 节流阀前后的压差

$$\Delta p = p_y - \frac{F}{A_1}$$

相应地, 通过节流阀的流量为

$$q_1 = c_q A_x \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = c_q A_x \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_y - \frac{F}{A_1} \right)}$$

则活塞运动的速度为

$$v_1 = \frac{q_1}{A_1} = \frac{c_q A_x}{A_1} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_y - \frac{F}{A_1} \right)}$$

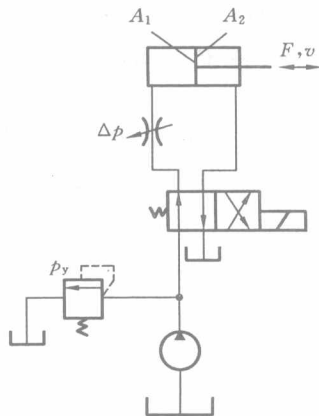


图 5-13 定量泵节流调速回路

当活塞向左运动时,为回油节流调速。

活塞上的受力平衡条件为

$$p_y A_2 = F + \Delta p A_1$$

其中 Δp 为节流阀的前后压降,则通过节流阀的流量为

$$q_2 = c_q A_x \sqrt{\frac{2(p_y A_2 - F)}{\rho A_1}}$$

则活塞运动的速度为

$$v_2 = \frac{c_q A_x}{A_1} \sqrt{\frac{2(p_y A_2 - F)}{\rho A_1}}$$

例 5-24 如图 5-14 所示两个液压回路,各溢流阀的调定压力分别为 $p_{y1}=3\text{ MPa}$, $p_{y2}=2\text{ MPa}$, $p_{y3}=4\text{ MPa}$ 。若外负载为无限大,则泵出口的压力各为多少?

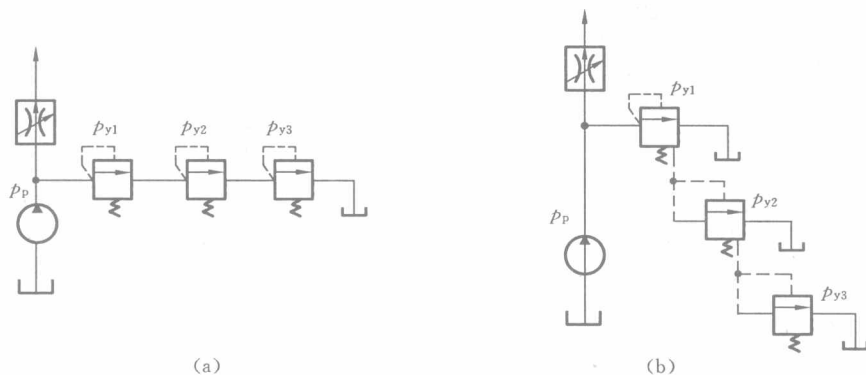


图 5-14 两种溢流阀连接液压回路

解 图 5-14(a)中回路的泵出口压力为

$$p_p = (3 + 2 + 4)\text{ MPa} = 9\text{ MPa}$$

图 5-14(b)中回路的泵出口压力为

$$p_p = 2\text{ MPa}$$

例 5-25 如图 5-15 所示液压回路,若溢流阀的调定压力为 $p_y=4.5\text{ MPa}$,两个减压阀的调定压力分别为 $p_{j1}=2\text{ MPa}$, $p_{j2}=3.5\text{ MPa}$,夹紧液压缸无杆腔活塞面积 $A=1.5\times 10^{-3}\text{ m}^2$,右行时的阻力为 $F=1\ 500\text{ N}$,不计其他压力损失,试分析:

(1) 电磁铁 YA 吸合与不吸合对夹紧力有无影响?

(2) 如减压阀的调整压力调整为 $p_{j1}=3.5\text{ MPa}$, $p_{j2}=2\text{ MPa}$,电磁铁 YA 吸合与不吸合对夹紧力有无影响?

解 (1) 液压缸负载压力

$$p = \frac{F}{A} = \frac{1\,500}{1.5 \times 10^{-3}} \text{ Pa} = 1.0 \times 10^6 \text{ Pa} = 1 \text{ MPa}$$

因此,减压阀在活塞克服阻力运动的过程中不起减压作用,YA 吸合与否液压缸均能运动,但活塞在行程终点后输出的夹紧力在 YA 不吸合时取决于减压阀 1,对应压力为 2 MPa;YA 吸合时取决于减压阀 2,压力为 3.5 MPa。

(2) 当 $p_{j1} = 3.5 \text{ MPa}$, $p_{j2} = 2 \text{ MPa}$ 时,YA 吸合与否液压缸夹紧压力均为 3.5 MPa。

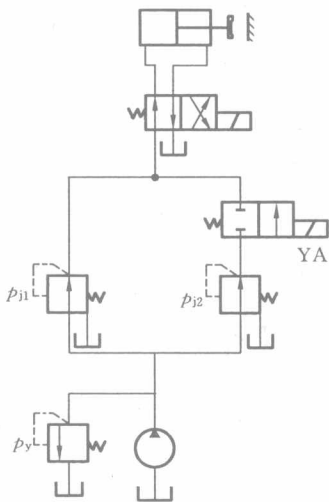


图 5-15 液压回路 I

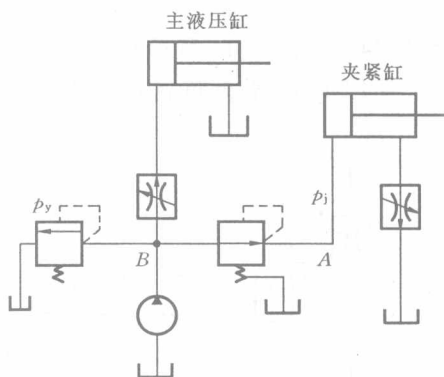


图 5-16 液压回路 II

例 5-26 如图 5-16 所示,夹紧缸在运动时负载阻力很小,可忽略不计,主工作缸负载阻力 $F=2\,000 \text{ N}$ 。设两缸大小相同,无杆腔活塞面积 $A_1=40 \text{ cm}^2$,有杆腔有效面积 $A_2=20 \text{ cm}^2$,溢流阀调定压力 $p_y=3 \text{ MPa}$,减压阀调定压力 $p_j=1.5 \text{ MPa}$ 。试分析:

- (1) 当夹紧缸运动时,A 点和 B 点的压力分别为多少?
- (2) 当夹紧缸夹紧工件时,A 点和 B 点的压力分别为多少?
- (3) 夹紧缸最高承受的压力 p_{\max} 为多少?

解 对于(1)和(2)两种情况,由于调速阀安装在夹紧缸的回油路上,属回油节流调速。因此,无论夹紧缸在运动时还是在夹紧工件时,减压阀均处于工作状态, $p_A = p_j = 1.5 \text{ MPa}$;溢流阀始终处于溢流工况, $p_B = p_y = 3 \times 10^5 \text{ Pa} = 3 \text{ MPa}$ 。

(3) 当夹紧缸负载阻力 $F=0$ 时,夹紧缸回油腔的压力处于最高值,即

$$p_{\max} = \frac{p_j A_1}{A_2} = \frac{1.5 \times 10^6 \times 40}{20} \text{ Pa} = 3.0 \times 10^6 \text{ Pa} = 3 \text{ MPa}$$

例 5-27 如图 5-17 所示液压系统,两液压缸无杆腔活塞有效面积 $A_1=A_2=80 \text{ cm}^2$,缸 1 负载 $F=30 \text{ kN}$,缸 2 运动时负载为零。溢流阀、顺序阀和减压阀的调整压力分别为 4 MPa、

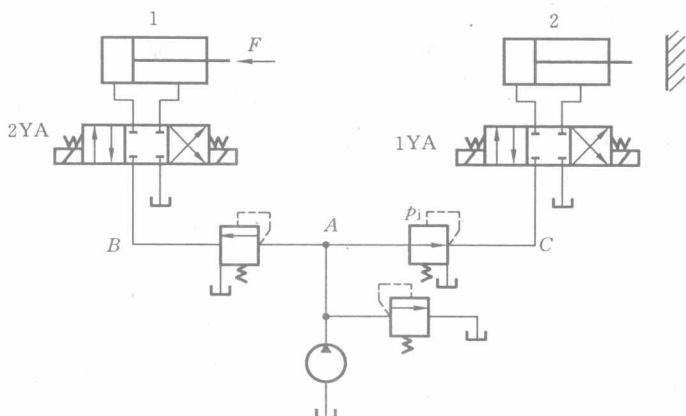


图 5-17 双缸液压系统

3 MPa和 2 MPa。若不计摩擦阻力、惯性力和管路损失,试求在下列三种工况下 A、B、C 三点的压力:

- (1) 液压泵启动后,两换向阀处于中位;
- (2) 2YA 通电,液压缸 1 活塞运动时及活塞运动到终点后;
- (3) 2YA 断电,1YA 通电,液压缸 2 活塞运动时及活塞碰到固定挡块时。

解 (1) 液压泵启动后两换向阀处于中位时,顺序阀处于打开状态,减压阀的先导阀打开,减压阀口关小,A 点压力升高,溢流阀打开,这时

$$p_A = p_B = 4 \text{ MPa}, p_C = 2 \text{ MPa}$$

(2) 2YA 通电,液压缸 1 活塞运动时

$$p_B = \frac{F}{A_1} = \frac{30 \times 10^3}{80 \times 10^{-4}} \text{ Pa} = 3.75 \times 10^6 \text{ Pa} = 3.75 \text{ MPa}$$

不考虑油液流经顺序阀的压力损失,

$$p_A = p_B = 3.75 \text{ MPa}, p_C = 2 \text{ MPa}$$

活塞运动到终点后,B、A 两点压力升高至溢流阀打开,这时

$$p_A = p_B = 4 \text{ MPa}, p_C = 2 \text{ MPa}$$

(3) 2YA 断电,1YA 通电,液压缸 2 活塞运动时,因为负载为 0,则

$$p_C = 0$$

不考虑油液流经减压阀的压力损失

$$p_A = 0, p_B = 0$$

活塞碰到固定挡块后

$$p_C = 2 \text{ MPa}, p_A = p_B = 4 \text{ MPa}$$

例 5-28 试用四个插装单元配以适当的电磁先导换向阀,绘出如图 5-18(a)所示中位机

能为 O 型的三位四通插装阀换向回路,并说明其工作原理。

解 要实现四通换向阀功能,需要四个插装单元,而要实现三位控制作用,需要先导电磁阀至少有三个工作位。回路结构如图 5-18(b)所示。工作原理为:当先导电磁阀处于中位时,所有插装单元的控制腔通压力油,各阀口关闭,互不相通;当先导电磁阀处于左位时, $P \rightarrow A$, $B \rightarrow T$;当先导电磁阀处于右位时, $P \rightarrow B$, $A \rightarrow T$ 。

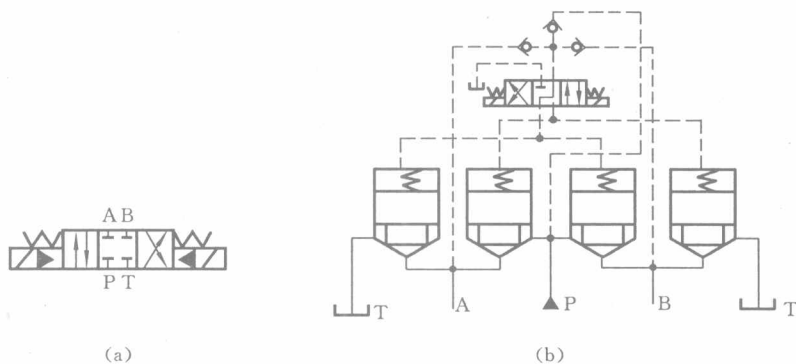


图 5-18 换向阀机能与插装阀回路

第 6 章

液压辅助元件

6.1 内容提要

液压辅助元件包括蓄能器、滤油器、空气滤清器、油箱、油管、管接头、密封件、加热器及冷却器等。

液压辅助元件虽然结构原理较简单,但其对一个液压系统的工作性能、可靠性及使用寿命等都具有很大的影响。每类辅件又包括不同的结构形式,在使用性能上亦存在差别,因此应在设计液压元件和液压系统时根据具体条件和使用要求正确选用。

6.2 重点难点分析

1. 蓄能器的结构类型及用途

常用的蓄能器根据所采用的蓄能元件不同,分为重力式、弹簧式、充气式三种。重力式蓄能器的主要特点是其输出压力恒定,结构简单,但体积、惯性大,存在摩擦损失,反应不灵敏。弹簧式蓄能器结构简单,容量小,但输出压力是变化的。充气式蓄能器按照气体与液压介质是否接触分为隔离式和非隔离式两种,隔离式又有活塞式和气囊式之分。

蓄能器在液压系统中的主要作用有:

(1)作为辅助动力源,即辅助液压泵的工作,将系统一个工作周期中某些阶段(如执行元件速度低或输出速度为零)多余的液压介质蓄积起来,在工作周期中流量需求较大的阶段再释放出来供系统使用,起到节能作用,并降低了对泵的排量要求;

(2)作紧急动力源,在系统突发故障(如停电、泵失效)时,通过蓄能器释放液压介质,驱动某些执行元件完成必要的工作行程;

- (3) 补充泄漏和保压;
- (4) 吸收液压冲击;
- (5) 吸收压力脉动、降低噪声。

2. 气囊式蓄能器容积的计算

蓄能器容积的大小与其用途有关,对于常用的气囊式蓄能器,其容积计算方法如下。

(1) 作液压力源辅助供液之用时,计算式为

$$V_0 = \frac{\Delta V}{p_0^{\frac{1}{n}} \left[\left(\frac{1}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right]}$$

式中: V_0 为气囊充气压力为 p_0 时的初始容积; ΔV 为蓄能器向液压系统的供油容积, $\Delta V = V_1 - V_2$; p_1 为气囊工作的最低气体压力, V_1 为对应 p_1 的气囊容积; p_2 为气囊工作的最高气体压力, V_2 为对应 p_2 的气囊容积; n 为气体指数,与气体变化过程有关,绝热时 $n=1.4$; 等温变化时 $n=1$ 。通常取初始充气压力 p_0 略低于气囊工作时的最低要求压力 p_1 , 即 $p_0 < p_1$ 。

(2) 用来吸收液压冲击时,按照绝热过程计算:

$$V_0 = \frac{0.2 \rho A l v^2}{p_0} \left[\frac{1}{\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{0.286}} - 1 \right]$$

式中: V_0 为气囊充气压力为 p_0 时的初始容积; p_1 为系统中允许的最高压力,即蓄能器吸收冲击后的气体压力; ρ 为液体密度; A 为发生液压冲击的管道截面积; v 为管道内液体的平均流速。 p_0 通常取系统工作压力的 90%。

注意: 以上(1)与(2)中压力均采用绝对压力。

(3) 用来吸收液压泵压力脉动时,计算式为

$$V_0 = \frac{V_i}{0.6 \delta_p}$$

式中: V_0 为气囊充气压力为 p_0 时的初始容积; V 为液压泵的排量 (m^3/r); i 为泵瞬时排量的脉动率, $i = \Delta V / V$, ΔV 是超出平均排量的排量; δ_p 为压力脉动系数, $\delta_p = p_{\max} - p_{\min} / p_m$, 其中 p_m 为平均压力。通常取充气压力 p_0 为泵出口压力的 60%。

3. 滤油器的性能参数及主要结构形式

衡量滤油器工作性能的参数主要有过滤精度、公称流量、压力损失、耐压强度等。

滤油器根据滤芯结构分为线隙式、网式、纸质、烧结式及磁性等类型,分别适用于不同的过滤要求。

4. 密封元件的作用及主要类型

密封分为接触式密封和非接触式密封两种。非接触式密封即依靠控制零件之间的配合间隙来减小泄漏,因此难以完全避免泄漏的发生,故一般用于存在相对运动的零件之间的动密封。接触式密封一般借助于密封件中弹性元件的变形实现密封作用。密封元件主要用来防止液压介质的内、外泄漏以及灰尘等杂质侵入液压系统。密封元件根据结构特点主要有密封环、机械密封、组合密封垫圈、金属密封垫圈、橡胶垫片、橡胶密封圈等。

5. 油箱的用途及结构类型

油箱在液压系统中用于储存液压介质,液压泵从油箱中吸液,系统的回液通过回油管返回油箱。油液在油箱中停滞或缓慢流动,可以散热、沉淀油液中的固体颗粒,使部分混入的气泡浮出。某些液压系统的电机和液压泵还直接安装在油箱顶盖上。

油箱按照结构特点,分为开式、隔离式和压力式三种。隔离式油箱用于环境较差、灰尘较多的场合;压力式油箱主要用于泵自吸能力较差的系统。

6.3 典型例题

例 6-1 选择滤油器时应考虑哪些问题?(教材习题 6-6)

答 主要应考虑以下问题。

(1)过滤精度要求,过滤精度的确定主要与系统的元件结构、系统压力、系统的可靠性要求、滤油器在系统中的安装位置等因素有关;

(2)公称流量,即滤油器的通油能力;

(3)耐压强度;

(4)容污能力;

(5)与介质的相容性;

(6)可清洗性。

例 6-2 怎样确定油箱的容积?(教材习题 6-14)

答 油箱的容积主要取决于系统的流量、系统的压力以及系统的体积重量等要求。为了使系统紧凑,减小体积重量,通常对移动式机械的液压系统采用闭式系统,使用补油泵给系统补油,同时使系统内的部分热油进入油箱散热,因此油箱较小。对常见的固定设备的液压系统,通常建议按照液压泵每分钟流量的 3 倍以上确定油箱的有效容积。一般地,可以根据系统工作压力粗略地确定油箱的有效容积 V 。对于低压系统, $V=(2\sim 4)q(\text{m}^3)$; 对于中压系统, $V=(5\sim 7)q(\text{m}^3)$ 。式中 q 为液压泵的流量(m^3/min)。对于高压系统,当连续工作时,应根据系

统散热要求确定油箱容积,详细计算方法需要时可以查阅液压手册。

例 6-3 液压系统对密封件的主要要求是什么?

答 主要要求有:

(1)良好的密封性,在系统正常的工作压力和温度变化范围内,不会出现泄漏或使泄漏量控制在容许限度内;

(2)对用于两相对运动元件配合面上的密封件,即所谓动密封元件,要求在满足密封要求的前提下,有较低的摩擦系数,且要耐磨损;

(3)密封件的材料与液压介质要相容,如耐油,耐水等;

(4)价格低廉,使用维护或更换方便。

例 6-4 设计油箱时,应注意哪些问题?(教材习题 6-13)

答 设计油箱时首先应选择油箱的结构,然后根据要求确定油箱的容积。对于常见的开式油箱,在设计时应注意以下问题。

(1)吸油管口和回油管口应通过隔板隔开一定距离,并使油液从回油口到吸油口的流动路程尽可能长,以利于散热和沉淀杂质,浮出气泡。

(2)考虑放油需要,油箱底面应略带斜度,在最低位置设置放油螺塞。

(3)油箱顶盖设置带滤网的加油口和空气滤清器。

(4)油箱侧壁安装油位计和温度计。

(5)回油管口距离箱底面不小于管径的三倍长度,将管端斜切成 45° 并将斜口面向与之最近的箱侧壁;在吸油管口一般安装粗过滤器,过滤器离油箱底面的距离不应小于吸油管内径的两倍,离油箱侧壁的距离不小于吸油管内径的三倍。

(6)应尽量将系统中的泄漏油管单独接入油箱,其中各类控制阀的泄漏油管端部应在油面之上,以免形成背压。

(7)考虑清洗油箱的方便性,对于小型油箱一般用可拆卸顶盖,对于大型油箱一般在侧壁上设置清洗窗口。

(8)油箱通常采用钢板焊接。

例 6-5 设某一液压管路中的截止阀瞬间关闭,为了减小液压冲击带来的压力超调影响,设置蓄能器吸收冲击,如果阀前管道长度 $l=20\text{ m}$,内径 $d=35\text{ mm}$,工作压力 $p=5\text{ MPa}$,关闭前流量 $q=200\text{ L/min}$ 。要求冲击压力不超过正常工作压力的 5% ,试确定蓄能器的容积。设介质密度为 900 kg/m^3 。

解 根据公式

$$V_0 = \frac{0.2\rho A l v^2}{p_0} \left[\frac{1}{\left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{0.286} - 1} \right]$$

又已知 $\rho=900\text{ kg/m}^3$,且有

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3.14 \times 0.035^2}{4} \text{ m}^2 = 9.62 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$v = \frac{q}{A} = \frac{200 \times 10^{-3}}{60 \times 9.62 \times 10^{-4}} \text{ m/s} = 3.465 \text{ m/s}$$

$$p_1 = 1.05p = 5.25 \text{ MPa}, p_0 = 5 \text{ MPa}$$

将以上各数据代入公式,得

$$V_0 = 658 \text{ mL}$$

第 7 章

液压基本回路

7.1 内 容 提 要

液压基本回路是由一些液压元件组成的、能够实现某种特定控制作用的简单液压回路,是分析、设计液压系统的基础,一个复杂的液压系统通常可以分解为若干个基本回路。本章重点介绍了压力控制回路,速度控制回路,多执行元件控制回路的组成方法、控制特点及用途。要求会分析并会画出常用的液压基本回路图。

7.2 重点难点分析

1. 多级调压、多级减压回路

为了满足液压执行元件在不同工作阶段输出力或力矩的要求,采用多级调压或减压回路。其回路的组成方法是在先导型溢流阀或先导型减压阀的遥控口上串接换向阀,再通过换向阀连接一个或多个溢流阀或减压阀。应注意,这些连接在遥控口上的调压阀或减压阀的调定压力要低于主溢流阀的调定压力才能起控制作用。

2. 节流调速回路、容积调速回路与容积节流调速回路在使用性能上的差别

对执行元件来说,速度调节的一般要求主要包括调速范围(最大速度与最低速度之比)、速度的刚度(即稳定性)、回路效率,还应考虑回路的性价比问题。

节流调速回路具有结构简单、成本低、调速范围较大(可达 $100:1$)等特点,采用调速阀(或溢流节流阀)代替一般的节流阀时,可以提高调速回路的速度刚度,但节流调速回路存在节流或(和)溢流损失,因此效率较低,不适于高压大流量系统;一般的节流阀调速回路的速度刚

度较低,因此不宜用于速度稳定性要求高而负载变化大的系统。旁通型调速阀只能安装在节流调速回路的进油路上,因为泵出口压力随负载变化而变化,与采用调速阀的调速回路相比,回路效率高,但速度稳定性较差。

容积调速回路采用变量泵或(和)变量马达调速,成本较高,因为无溢流和节流损失,故回路效率高,因此在大功率系统中常用,但负载的增加将使得液压泵和液压马达内泄漏增加,因此回路的速度刚度受到影响。变量泵与定量马达、变量泵与变量马达组成的调速回路调速范围大,前者调速范围可达40:1,后者更大。尽管理论上定量泵与变量马达组成的调速回路调速范围也较宽,但因为是恒功率调节,在速度较高时,马达输出扭矩较小,因此实用上调速范围不大,通常约为4。变量泵与定量马达组成的调速回路是恒扭矩调节。

容积节流调速回路综合了节流调速和容积调速的优点,因此综合性能较好,调速范围大,速度刚性好,但也存在节流损失、成本较高等缺点。其主要有限压式变量泵与调速阀组成的容积节流调速回路和差压式变量泵与节流阀组成的容积节流调速回路两种,适用于速度稳定性要求高、效率较高的中小功率(3~5 kW)液压系统。

3. 差动连接回路

差动连接回路是实现液压执行元件快速运动的回路之一,具有结构简单、使用方便的特点。之所以称其为“差动”,是因为该回路利用了单出杆活塞式液压缸两腔活塞有效作用面积不相等的特点,当液压缸两腔均通进油时,由于无杆腔活塞受流体作用的面积大于有杆腔的活塞面积,故在两侧液压力之差的作用下,活塞向有杆腔方向运动,且在流量一定的条件下,活塞运动速度较非差动连接快。

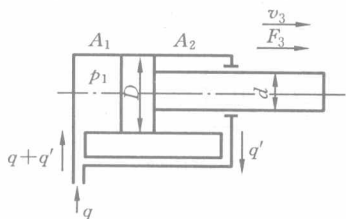


图 7-1 单出杆液压缸的差动连接方式

如图 7-1 所示,差动连接的输出速度为

$$v_3 = \frac{q + q'}{A_1} = \frac{q + A_2 v_3}{A_1}$$

整理得

$$v_3 = \frac{q}{A_1 - A_2} = \frac{4q}{\pi d^2}$$

如果要求差动缸向右运动的速度 v_3 等于非差动连接向左的运动速度 v_2 , 则

$$D = \sqrt{2}d$$

活塞推力

$$F_3 = p_1 (A_1 - A_2)$$

7.3 典型例题

例 7-1 如何实现三级调压？（教材习题 7-1）

答 在先导型溢流阀的遥控口上串接一个三位三通换向阀，在阀上并联两个溢流阀，使两阀的调定压力小于主溢流阀调定压力，即可实现三级调压。

提示 也可以不用三位三通换向阀，而采用其他方向阀来连接主溢流阀遥控口和远控溢流阀。

例 7-2 如图 7-2 所示为液压泵卸荷回路，请问其在使用时会存在什么问题？怎么解决？

答 因为液压泵卸荷时，控制油路上无压力，会导致回路在换向时，电液换向阀主阀芯不能动作。

可以在泵的出口连接一个单向阀，或在换向阀回油口连接一个背压阀，以便使泵在卸荷时仍能使换向阀的控制油路保持一定压力（一般为 $0.2 \sim 0.3 \text{ MPa}$ ）。

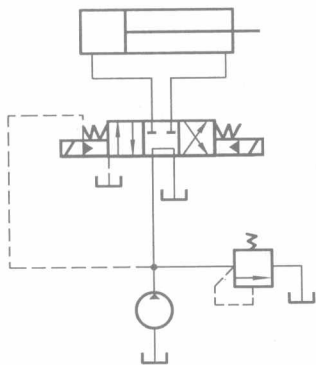


图 7-2 液压泵卸荷回路

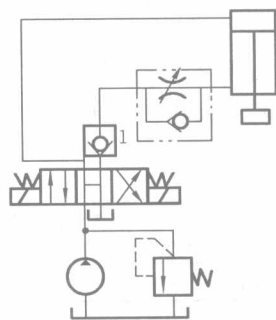


图 7-3 平衡回路

例 7-3 图 7-3 所示平衡回路中，如果去掉节流阀而直接连接管路，在重物下落时会发生什么问题？

答 如果去掉节流阀，则在重物及液压缸活塞重力作用下，重物垂直下落时速度加快，导致上腔进油流量不足而使压力降低。因压力降低，液控单向阀的控制油路阀口关闭，使得活塞及重物停止下落。随后液压缸上腔进油压力增加，直到重新开启液控阀，重物又开始下落，速度增加，如此周而复始。

提示 可以看出，节流阀在此处起背压作用，往往根据重物和活塞杆的质量及活塞有效面积调节节流阀开度大小。

例 7-4 进油和回油节流调速回路中的溢流阀与旁路节流调速回路中的溢流阀在用途上有什么差别?

答 旁路节流调速回路中的溢流阀起安全保护作用,调定压力通常比系统额定压力高30%,而另外两种节流调速回路中的溢流阀起调压、稳压作用,在调速时液压泵排出的油部分通过溢流阀溢流,使泵出口压力稳定在调定值上。

例 7-5 卸荷回路的功用是什么?试绘出两种不同的卸荷回路。(教材习题 7-4)

答 卸荷回路是针对液压泵而言的,即在系统不需要流量或仅需补充少量泄漏时,通过使泵的出口压力降为零或使流量趋近于零,达到使泵的输出功率为零或很低的目的。卸荷回路的主要作用是提高系统的效率,减小介质发热,特别是当液压系统的功率较大时,可以避免在系统工作过程中频繁启停电机,引起电机或泵损坏。

卸荷回路图参见教材图 7-4。

例 7-6 在什么情况下需使用保压回路?试绘出使用蓄能器的保压回路。(教材习题 7-5)

答 当液压执行元件在一定时间内需要维持一定液压力、无速度输出或位移很小时,此时液压泵一般卸荷,而为了防止泄漏引起液压执行元件的供油压力降低,需要考虑采用保压回路,如压力成形机械的液压系统。

蓄能器的保压回路图参见教材图 7-5。

例 7-7 什么是平衡回路?平衡阀的调定压力如何确定?(教材习题 7-6)

答 平衡回路是为了防止垂直安装的液压缸活塞在自重或负载作用下自行下落或下落时失速而采用的回路。一般根据活塞连杆质量及负载力之和及液压缸的活塞有效作用面积确定平衡阀中顺序阀的调定压力。

例 7-8 溢流节流阀既可用于进油节流调速,也可用于回油节流调速和旁路节流调速吗?为什么?(教材习题 7-11)

答 溢流节流阀不能用于回油节流调速和旁路节流调速。因为此时溢流阀无法对节流阀前后压差起补偿作用,通过的流量将随负载变化而变化,所以起不到稳定速度的作用。

例 7-9 试述锁紧回路的功用。

答 锁紧回路的作用在于当执行元件停止运动时,使元件准确地停留在预定位置上。此时由于执行元件的进、回油路被切断,在不考虑泄漏因素时,执行元件停止不动。

例 7-10 浮动回路的作用是什么?

答 在某些机械中,有时需要使执行元件处于自由浮动状态,浮动回路将执行元件的进、回油路连通或同时接油箱。此时对于垂直安装的液压缸来说,活塞两侧作用的液体压力相等,在自重作用下即可下落;对于液压马达,如车轮马达,因为马达定子内充满压力油,柱塞缩回缸体,即可在惯性作用下滑行,或在下坡时靠重力下行。

例 7-11 试比较定量泵与节流阀组成的进油节流调速回路、回油节流调速回路和旁路节

流调速回路的特点。

答 三种节流调速回路的性能比较列于表 7-1。

表 7-1 三种节流调速回路使用性能比较

回路类型	效率	发热	速度刚度	承载能力	压力控制	启动冲击	承受负向负载
进油节流	低	大	差	高	容易	无	无背压阀时不能
回油节流	低	大	差	高	不容易	有	能
旁路节流	较高	小	很差	较差	容易	有	无背压阀时不能

例 7-12 试绘图表示如何实现三级调压。

提示 应熟悉并记住、会画常见的液压元件符号,绘制时要严格按照国标 GB/T786.1—1993 的要求。

解 如图 7-4 所示为实现三级调压的两种方案;设计时应使接于主溢流阀远控油口上的两个溢流阀的调节压力小于主溢流阀的调定压力。

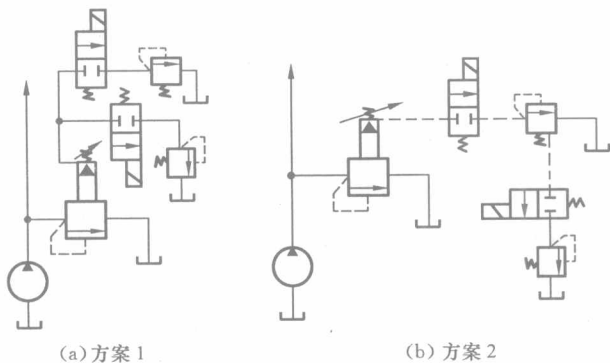


图 7-4 实现三级调压的两种方案图

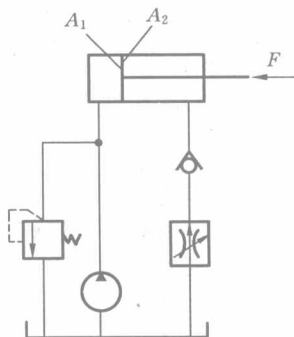


图 7-5 液压缸回路

例 7-13 如图 7-5 所示回路,若液压缸两腔的有效作用面积分别为 $A_1 = 50 \text{ cm}^2$, $A_2 = 25 \text{ cm}^2$,当负载 F 由 0 增加到 20 kN 时,液压缸向右运动的速度保持恒定,如调速阀最小压差 $\Delta p = 0.5 \text{ MPa}$,试求:

- (1) 不计调压偏差影响,溢流阀的最小调定压力 p_y ;
- (2) 液压缸可能达到的最高工作压力。

提示 本例调速回路为回油节流调速,当负载变化而活塞速度不变时,则通过调速阀的流量不变。

解 (1) 溢流阀最小调定压力由最大负载确定

$$A_1 p_y = A_2 p_2 + F_{\max}$$

故

$$\begin{aligned}
 p_y &= \frac{A_2 p_2 + F_{\max}}{A_1} \\
 &= \frac{0.5 \times 10^6 \times 25 \times 10^{-4} + 20 \times 10^3}{50 \times 10^{-4}} \text{ MPa} \\
 &= 4.25 \times 10^6 \text{ MPa} = 4.25 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

(2) 液压缸的最高工作压力

$$p_2 = \frac{A_1 p_1 - F_{\min}}{A_2} = \frac{4.25 \times 10^6 \times 50 \times 10^{-4}}{25 \times 10^{-4}} \text{ MPa} = 8.5 \times 10^6 \text{ MPa}$$

例 7-14 如图 7-6 所示,若将溢流节流阀安装在液压缸的回油路上,能否起到对液压缸的调速作用? 简要分析原因。

解 当将溢流节流阀安装在回油路上时,节流阀出口压力为零,差压式溢流阀安装弹簧的腔内油液压力也为零;当液压缸回油进入溢流节流阀的无弹簧腔时,只要克服软弹簧的作用力,就能使溢流口开度最大。因此,油液基本上不经节流阀而由溢流阀直接回油箱,溢流节流阀两端压差很小,在液压缸回油腔建立不起背压,无法对液压缸实现调速。

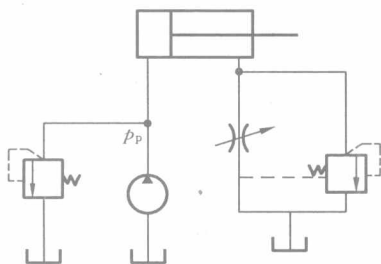


图 7-6 节流调速系统

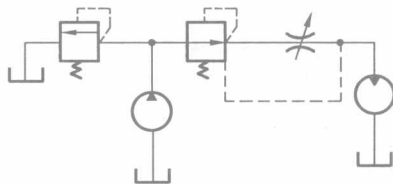


图 7-7 节流调速系统

例 7-15 如图 7-7 所示的节流调速系统,设液压泵的排量 $V_p = 180 \text{ mL/r}$, 转速 $n_p = 980 \text{ r/min}$, 容积效率 $\eta_{Vp} = 90\%$, 总效率 $\eta_p = 75\%$ 。液压马达的排量 $V_M = 140 \text{ mL/r}$, 容积效率 $\eta_{VM} = 90\%$, 机械效率 $\eta_{mM} = 86\%$ 。假设溢流阀的调整压力 $p_y = 7 \text{ MPa}$, 无压力超调。液压泵全部流量通过调速阀(开度最大)时,系统管路中的压力降 $\Delta p_1 = 0.3 \text{ MPa}$, 调速阀上的压力降 $\Delta p_2 = 0.7 \text{ MPa}$, 液压马达的出口压力 $p_2 = 0$; 管路的容积效率 $\eta_w = 89\%$ 。试确定当调速阀全开时,液压马达所能输出的最大扭矩和最大转速。

提示 对于定量液压马达,其最大输出扭矩显然是当输入压力最大时产生的,在本例回路中,对应溢流阀的开启压力。

解 液压马达的最大入口压力为

$$p_{M\max} = p_y - \Delta p_1 - \Delta p_2 = (7 - 0.3 - 0.7) \text{ MPa} = 6 \text{ MPa}$$

马达所能输出的最大扭矩

$$\begin{aligned}
 T_{M\max} &= \frac{1}{2\pi} V_M \Delta p_{M\max} \eta_{mM} = \frac{1}{2\pi} V_M (p_{M\max} - p_2) \eta_{mM} \\
 &= \frac{1}{6.28} \times 140 \times 10^{-6} \times 6 \times 10^6 \times 0.86 \text{ N} \cdot \text{m} = 115 \text{ N} \cdot \text{m}
 \end{aligned}$$

溢流阀无溢流时,泵的全部流量进入马达,此时马达转速最大,即

$$\begin{aligned}
 n_{M\max} &= \frac{V_p n_p \eta_{VP} \eta_w \eta_{VM}}{V_M} \\
 &= \frac{180 \times 10^{-6} \times 980 \times 0.9 \times 0.89 \times 0.9}{140 \times 10^{-6}} \text{ r/min} = 908 \text{ r/min}
 \end{aligned}$$

例 7-16 如图 7-8 所示定量泵-变量液压马达的回路中,定量泵的排量 $V_p = 63 \text{ mL/r}$,转速 $n_p = 1\,000 \text{ r/min}$,机械效率 $\eta_{mP} = 85\%$,容积效率 $\eta_{VP} = 95\%$,变量液压马达的最大排量 $V_{M\max} = 100 \text{ mL/r}$,容积效率 $\eta_{VM} = 93\%$,机械效率 $\eta_{mM} = 87\%$ 。管路高压侧压力损失 $\Delta p = 1 \text{ MPa}$,回路的最高工作压力 $p_p = 13.5 \text{ MPa}$,溢流阀 2 的调整压力 $p_y = 0.5 \text{ MPa}$,变量液压马达驱动扭矩 $T_M = 34 \text{ N} \cdot \text{m}$,为恒扭矩负载。试确定:

- (1) 变量液压马达的最低转速及其在该转速下液压马达的压力降;
- (2) 变量液压马达的最大转速及其在该转速下液压马达的调节参数。

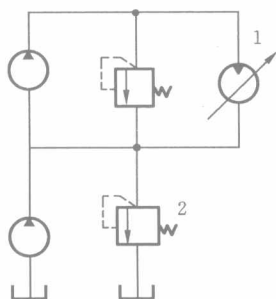


图 7-8 定量泵-变量液压马达回路

解 (1) 液压马达的最低转速为马达排量最大时的转速

$$\begin{aligned}
 n_{M\min} &= \frac{n_p V_p \eta_{VP} \eta_{VM}}{V_{M\max}} \\
 &= \frac{1\,000 \times 63 \times 10^{-6} \times 0.95 \times 0.93}{100 \times 10^{-6}} \text{ r/min} \\
 &\approx 556.6 \text{ r/min}
 \end{aligned}$$

该转速下马达的压力降

$$\begin{aligned}
 \Delta p_M &= \frac{2\pi T_M}{V_{M\max} \eta_{mM}} \\
 &= \frac{2 \times 3.14 \times 34}{100 \times 10^{-6} \times 0.87} \text{ Pa} \approx 2.45 \times 10^6 \text{ Pa} \\
 &= 2.45 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

(2) 液压马达的最大入口压力

$$p_{M\max} = p_p - \Delta p = (13.5 - 1) \text{ MPa} = 12.5 \text{ MPa}$$

马达进出口的压力降

$$\Delta p_{M\max} = p_{M\max} - p_y = (12.5 - 0.5) \text{ MPa} = 12 \text{ MPa}$$

马达为恒扭矩调速,则

$$\begin{aligned}
 V_{M\max} \Delta p_M \eta_{mM} &= V_{M\min} \Delta p_{M\max} \eta_{mM} \\
 V_{M\min} &= \frac{V_{M\max} \Delta p_M}{\Delta p_{M\max}}
 \end{aligned}$$

所以

$$= \frac{100 \times 10^{-6} \times 2.45 \times 10^6}{12 \times 10^6} \text{ m}^3/\text{r}$$

$$\approx 20.4 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{r} = 20.4 \text{ mL/r}$$

马达的最大转速

$$n_{M\max} = \frac{V_{M\max}}{V_{M\min}} n_{M\min} = \frac{100}{20.4} \times 556.6 \text{ r/min} = 2\,728.4 \text{ r/min}$$

例 7-17 如图 7-9(a)所示的液压回路,要求夹紧缸 I 把工件夹紧后,进给缸 II 才能动作,并且要求夹紧缸 I 的速度能够调节。试分析回路能否满足设计要求;如不能,应如何修改?

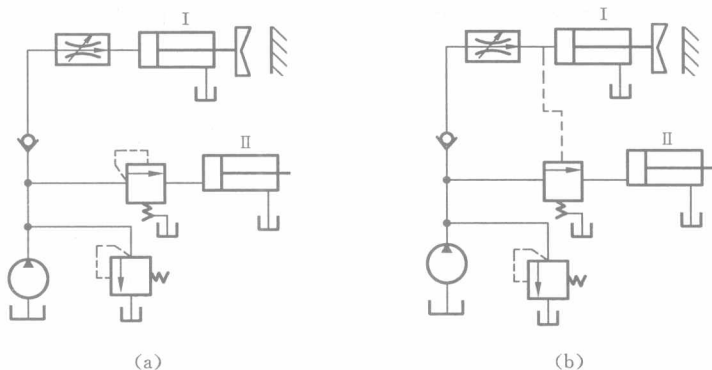


图 7-9 工件夹紧液压回路

解 图 7-9(a)的方案为节流阀进油调速回路,溢流阀必然处于溢流的工作状况才能调速。泵的出口压力为溢流阀调定值 p_y ,该值总是大于顺序阀的调定值 p_x ,故进给缸 II 只能先动作或者与缸 I 同时动作,因此无法达到设计要求。

图 7-9(b)所示是修改后的回路,它是把图(a)中顺序阀内控方式改为外控方式而来的,控制压力由节流阀出口引出。这样,当缸 I 在运动过程中时,进油压力取决于缸 I 负载。当缸 I 夹紧工件停止运动时,压力升高到 p_y ,使外控顺序阀接通,实现所要求的顺序动作。

例 7-18 如图 7-10 所示,压制力为 3 000 kN 的液压机采用快进油路,液压缸内径 $D_1 = 450 \text{ mm}$,活塞杆外径 $d_1 = 400 \text{ mm}$,内腔 $D_2 = 200 \text{ mm}$,导管外径 $d_2 = 150 \text{ mm}$,活塞和活动横梁质量为 $m = 2.5 \times 10^3 \text{ kg}$ 。问:

- (1) 平衡阀、溢流阀的调整压力应为多少?
- (2) 如果液压泵流量为 20 L/min,活塞快速下行和快速回程速度各为多少?
- (3) 充液阀流量又为多少?

解 (1)平衡阀的调整压力根据活塞及横梁质量及液压缸背压腔活塞的有效作用面积确定,即

$$p_b \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_1^2) = mg$$

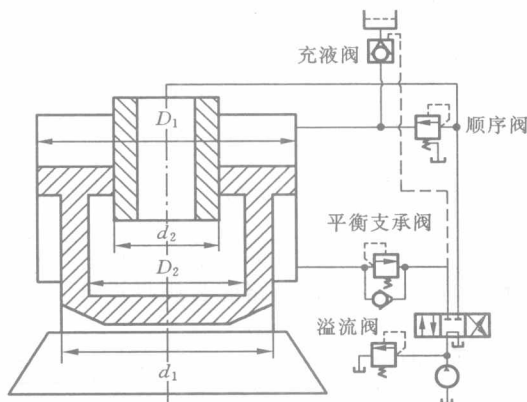


图 7-10 液压机快进控制油路

$$\begin{aligned}
 p_b &= \frac{mg}{\frac{\pi}{4}(D_1^2 - d_1^2)} \\
 &= \frac{2.5 \times 10^3 \times 9.8}{\frac{3.14}{4} \times [(450 \times 10^{-3})^2 - (400 \times 10^{-3})^2]} \text{ Pa} \\
 &= 7.34 \times 10^5 \text{ Pa} = 0.734 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

溢流阀的调整压力根据压力机的最大输出作用力确定,有

$$p_y = \frac{F}{\frac{\pi}{4}D_1^2} = \frac{3 \times 10^6}{\frac{3.14}{4} \times (450 \times 10^{-3})^2} \text{ Pa} = 1.89 \times 10^7 \text{ Pa} = 18.9 \text{ MPa}$$

(2) 活塞快速下行速度为

$$v_1 = \frac{q}{\frac{\pi}{4}d_2^2} = \frac{20 \times 10^{-3}}{\frac{3.14}{4} \times (150 \times 10^{-3})^2} \text{ m/s} = 18.86 \times 10^{-3} \text{ m/s}$$

活塞快速回程速度为

$$v_2 = \frac{q}{\frac{\pi}{4}(D_1^2 - d_2^2)} = \frac{20 \times 10^{-3}}{\frac{3.14}{4} \times [(450 \times 10^{-3})^2 - (150 \times 10^{-3})^2]} \text{ m/s} = 9.99 \times 10^{-3} \text{ m/s}$$

(3) 快速下行时充液阀的流量为

$$\begin{aligned}
 q_1 &= v_1 \frac{\pi}{4}(D_1^2 - d_2^2) \\
 &= 18.86 \times 10^{-3} \times \frac{3.14}{4} \times [(450 \times 10^{-3})^2 - (150 \times 10^{-3})^2] \text{ m}^3/\text{s} \\
 &= 2.666 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}
 \end{aligned}$$

快速上行时冲液阀的流量为

$$\begin{aligned}
 q_2 &= v_2 \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_2^2) \\
 &= 9.99 \times 10^{-3} \times \frac{3.14}{4} \times [(450 \times 10^{-3})^2 - (150 \times 10^{-3})^2] \text{ m}^3/\text{s} \\
 &= 1.42 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}
 \end{aligned}$$

例 7-19 如图 7-11(a)所示回路,设计要求活塞运动到行程终点时切换控制油路中的电磁换向阀 3,然后利用流量阀 1 的进出口压差切换液动阀 4,实现液压缸的换向。试问该回路能否完成预定工作;如不能,应如何修改?

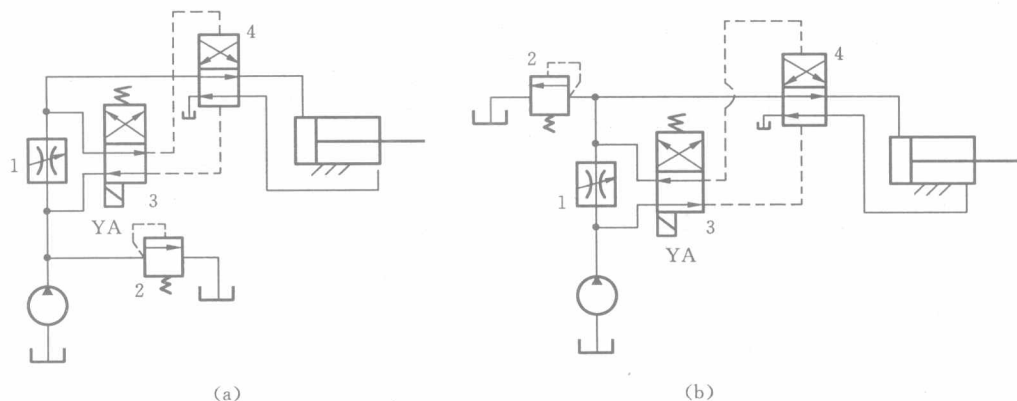


图 7-11 液压缸换向回路

解 不能。因为活塞右行至终点后,泵排油全部经溢流阀回油箱,节流阀进出口压差为零,无法使液动换向阀动作。

应该将溢流阀装在流量阀之后,如图 7-11(b)所示。

例 7-20 若某节流阀的最小稳定流量为 q_{\min} ,液压缸两腔面积不等,即 $A_1 > A_2$,缸的负载为 F 。如果分别将该阀作为进油节流调速和回油节流调速回路的流量控制阀,试分析哪个回路能使液压缸获得更低的稳定速度。

提示 进油节流和回油节流调速回路尽管在负载-速度特性上相似,但在使用上正如教材所指出的,仍存在一些不同之处。

解 进油节流调速系统活塞运动速度

$$v_1 = q_{\min} / A_1$$

出口节流调速系统活塞运动速度

$$v_2 = q_{\min} / A_2$$

因 $A_1 > A_2$,故进油节流调速可获得最低的稳定速度。

例 7-21 如图 7-12 所示的回路为带补油装置的液压马达制动回路,试说明图中两个单向阀和三个溢流阀的作用。

解 单向阀 3 和 4 从油箱向回路补油,以避免吸空而产生气穴。溢流阀 5 为安全阀,防止系统过载。制动时换向阀切换到中位,液压马达靠惯性还要继续旋转,马达变为泵工作状态,出口压力升高,而进口吸油,压力降低,溢流阀 1、2 分别用来限制液压马达反转和正转时制动过程产生的最大冲击压力,起制动缓冲作用。

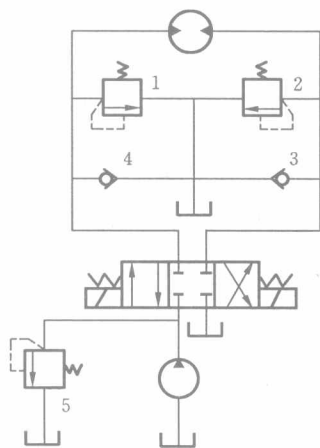


图 7-12 液压马达制动回路

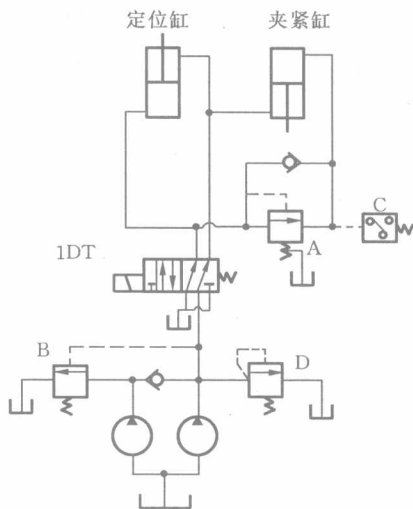


图 7-13 机床工件夹紧系统

例 7-22 在如图 7-13 所示的机床工件夹紧系统中,已知定位压力要求为 1 MPa,夹紧力要求为 3×10^4 N,夹紧缸无杆腔面积 $A_1 = 100 \text{ cm}^2$ 。

(1) 说明 A, B, C, D 各元件名称、作用及其调定压力;

(2) 简述系统的工作过程。

解 (1) A 为内控外泄顺序阀,作用是保证先定位、后夹紧的动作,调整压力略大于 1 MPa;

B 为卸荷阀,为一外控内泄顺序阀,作用是在定位、夹紧动作完成后使大流量泵卸荷,调整压力略大于 1 MPa;

C 为压力继电器,作用是当系统压力达到夹紧压力时,发出电信号控制其他元件动作,调整压力为 3 MPa;

D 为溢流阀,作用是夹紧后起稳压作用,调整压力为 3 MPa。

(2) 系统的工作过程:当 1DT 得电、换向阀左位工作时,双泵供油,定位缸动作,实现定位;当定位动作结束后,压力升高,升至顺序阀 A 的调整压力值, A 阀打开,夹紧缸运动;当夹

当工进结束后,活塞停止运动,进油压力上升,压力继电器发出电信号,使三位五通换向阀右端电磁铁通电,左边电磁铁断电,换向阀处于右位,液压油进入液压缸右腔,左腔回油经单向阀回油箱,完成快退。

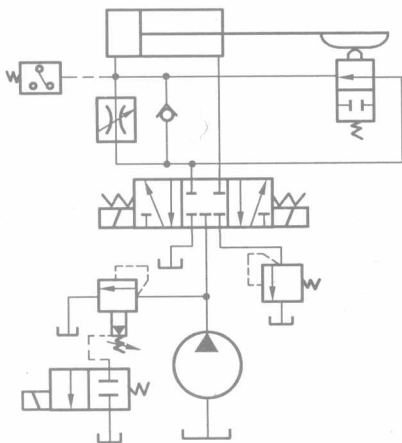


图 7-15 液压缸控制回路

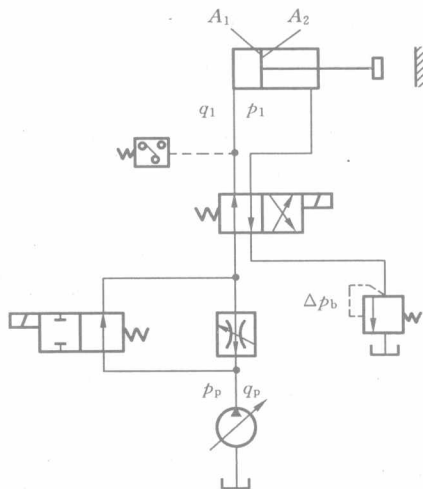


图 7-16 容积节流调速回路

例 7-25 如图 7-16 所示容积节流调速回路,变量泵为限压式变量泵,最高压力限值为 2 MPa,对应流量 10 mL/min,当泵出口压力为 2.8 MPa 时,输出流量为 0。设调速阀的最低正常工作压差为 $\Delta p_t = 0.5$ MPa,背压阀的调定压力为 $\Delta p_b = 0.4$ MPa,液压缸无杆腔活塞面积为 $A_1 = 50$ cm²,有杆腔活塞面积 $A_2 = 25$ cm²,试求:

- (1) 当调速阀通过的流量 $q_t = 5$ L/min 时,回路的效率为多大?
- (2) 保持 q_t 不变,若负载力减小 80%,回路效率如何变化?
- (3) 如何使回路的效率在负载减小时有所提高?

解 (1) 此时变量泵的流量为 $q_t = 5$ L/min,根据限压式变量泵的压力-流量特性曲线,可以得到对应的泵出口压力

$$\frac{2.8 - 2}{10} = \frac{2.8 - p_p}{5}$$

得

$$p_p = 2.4 \text{ MPa}$$

回路效率

$$\eta = \frac{(p_p - \Delta p_t)q_p - \Delta p_b \frac{q_p A_2}{A_1}}{p_p q_p} \times 100\%$$

$$= \frac{(2.4 - 0.5) \times 5 - 0.4 \times \frac{5 \times 25}{50}}{2.4 \times 5} \times 100\% = 70.8\%$$

(2) 在(1)中条件下,负载力为

$$\begin{aligned} F &= p_1 A_1 - p_2 A_2 \\ &= [(2.4 - 0.5) \times 10^{-6} \times 50 \times 10^{-4} - 0.4 \times 10^{-6} \times 25 \times 10^{-4}] \text{ N} \\ &= 8\,500 \text{ N} \end{aligned}$$

减小后的负载力为

$$F' = (1 - 0.8) \times 8\,500 \text{ N} = 1\,700 \text{ N}$$

液压缸进口压力

$$\begin{aligned} p'_1 &= \frac{F'}{A_1} + \frac{\Delta p_b \times A_2}{A_1} = \left[\frac{1\,700}{50 \times 10^{-4}} + \frac{0.4 \times 10^6 \times 25}{50} \right] \text{ Pa} \\ &= 5.4 \times 10^5 \text{ Pa} = 0.54 \text{ MPa} \end{aligned}$$

回路的效率

$$\begin{aligned} \eta' &= \frac{p'_1 q_p - \Delta p_b \frac{q_p A_2}{A_1}}{p_p q_p} \times 100\% \\ &= \frac{0.54 \times 5 - 0.4 \times \frac{5 \times 25}{50}}{2.4 \times 5} \times 100\% = 14.2\% \end{aligned}$$

(3) 对于小流量、执行元件作低速运动而负载变化较大的场合,采用差压式变量泵与节流阀组成的容积节流调速回路可以提高效率。

例 7-26 如图 7-17 所示采用蓄能器的压力机液压系统的两种方案,其区别在于蓄能器

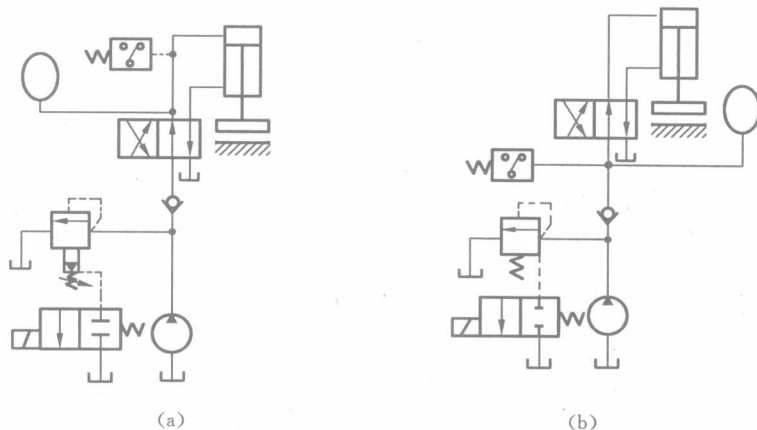


图 7-17 蓄能器压力机液压系统

和压力继电器的安装位置不同。试分析它们的工作原理,并指出两个系统分别具有哪些功能。

解 图 7-17(a)方案中,活塞上行时蓄能器与油箱相通,故蓄能器内的压力为零。当活塞下行接触工件时泵的压力上升,泵的油液进入蓄能器。当蓄能器的压力上升到调定压力时,压力继电器发出电信号使泵卸荷,这时液压缸由蓄能器保压。该方案适用于加压和保压时间较长的场合。与(b)方案相比,它没有泵和蓄能器同时供油,不能满足活塞快速运动的要求,也不具有当换向阀突然切换时减震缓冲的功能。

图 7-17(b)方案中,当活塞在接触工件慢进和保压时,或者活塞上行到终点时,泵一部分油液进入蓄能器。当蓄能器压力达到一定值时,压力继电器发出电信号使泵卸载,这时,蓄能器的压力油对压力机保压并补充泄漏。当换向阀切换时,泵和蓄能器同时向缸供油,使活塞快速运动。蓄能器在活塞向下或向上运动过程中,始终处于压力状态。由于蓄能器布置在泵和换向阀之间,换向时兼有防止液压冲击的功能。

例 7-27 如图 7-18 所示为三种不同形式的平衡回路,请比较它们在运动平稳性、效率和锁紧作用三方面的区别。

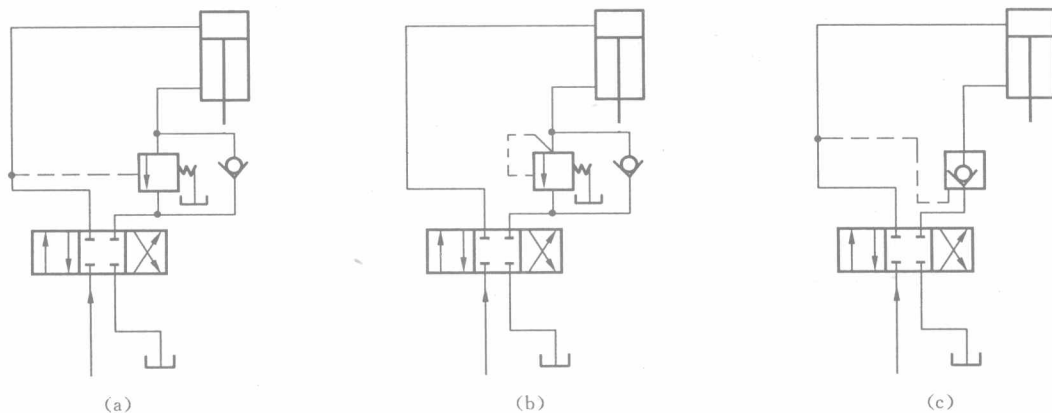


图 7-18 平衡回路

解 如图 7-18(a)所示为采用遥控平衡阀的平衡回路。遥控平衡阀是一种特殊结构的远控顺序阀,它不仅具有很好的密封性,能起到长时间的锁闭定位作用,而且阀口大小能自动适应不同负载对背压的要求,保证活塞下降速度的稳定性不受载荷变化的影响,且功率损失小。这种遥控平衡阀又称为限速锁,多用于变负载场合,在工程机械上应用较多。

如图 7-18(b)所示回路采用单向顺序阀,运动平稳性好,但顺序阀的调定压力取决于活塞部件的质量,一旦调定,则当负载变化时,背压力不能随之改变,因此在负载小时功率损耗高,效率低。由于一般的顺序阀是滑阀结构,密封性能较差,故长时间锁紧的可靠性低。多用于重物为恒负载场合。

如图 7-18(c)所示为采用液控单向阀的平衡回路,由于液控单向阀是锥面密封,故密封性

能好。单向阀接通后液压缸不产生背压,功率损失小。但最大的缺点是运动平稳性差,这是因为在活塞下行过程中,控制油失压而使液控单向阀时开时关,导致在活塞下降时出现时断时续的“点头”现象。为此应在回油路上串联一单向节流阀,活塞部件的重力由节流阀产生的背压平衡,保证控制油路有一定压力,其运动平稳性和功率损失与节流阀开口大小有关。

例 7-28 如图 7-19 所示的顺序控制回路中,设两个液压缸的几何尺寸相同,活塞无杆腔面积为 $A=25\text{ cm}^2$,两缸负载分别为 $F_1=8\ 000\text{ N}$, $F_2=4\ 000\text{ N}$,溢流阀调定压力 $p_y=5\text{ MPa}$ 。系统要求缸 1 先动,上升到顶端位置后缸 2 再向上运动,在缸 2 运动时,要求缸 1 保持在顶端位置。试确定顺序阀的调定压力。

解 液压缸 1 上升所需压力

$$p_1 = \frac{F_1}{A} = \frac{8\ 000}{25 \times 10^{-4}}\text{ Pa} = 3.2 \times 10^6\text{ Pa} = 3.2\text{ MPa}$$

液压缸 2 上升所需压力

$$p_2 = \frac{F_2}{A} = \frac{4\ 000}{25 \times 10^{-4}}\text{ Pa} = 1.6 \times 10^6\text{ Pa} = 1.6\text{ MPa}$$

顺序阀的调定压力应比液压缸 1 的最大工作压力 p_1 高 $0.8\sim 1\text{ MPa}$ 。取顺序阀的调整压力

$$p_s = p_1 + 1.0 = 4.2\text{ MPa}$$

顺序阀开启后,液压缸 2 上升,因为泵出口压力为 4.2 MPa ,故此时液压缸 1 保持在升高位置不动。

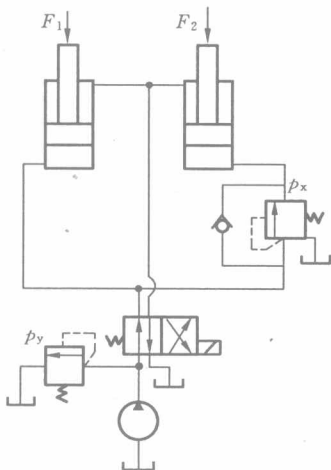


图 7-19 顺序控制回路

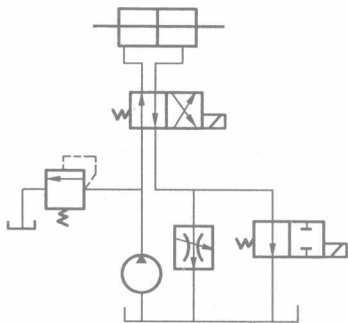


图 7-20 机床调速回路

例 7-29 如图 7-20 所示的机床调速回路,已知液压缸活塞两侧有效作用面积均为 $A=$

25 cm²,工进速度 $v_1=0.6$ m/min,负载力 $F_1=5\ 000$ N;快进速度 $v_2=10$ m/min,负载 $F_2=500$ N。试求:

(1)工进时的回路效率;

(2)如采用高压小流量、低压大流量双泵并联系统,试选择泵的容量,计算工进时的回路效率。

解 (1)液压缸活塞受力平衡方程

$$p_y A = F_1 + \Delta p A$$

式中: Δp 为调速阀压力降,取 $\Delta p=0.5$ MPa。

溢流阀调整压力

$$\begin{aligned} p_y &= \frac{F_1}{A} + \Delta p = \frac{5\ 000}{25 \times 10^{-4}} + 0.5 \times 10^6 \text{ Pa} \\ &= 2.5 \times 10^6 \text{ Pa} = 2.5 \text{ MPa} \end{aligned}$$

活塞快进时所需流量

$$\begin{aligned} q_p &= v_2 A = 10 \times 25 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{min} \\ &= 2.5 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{min} = 25 \text{ L/min} \end{aligned}$$

选择液压泵流量

$$q_p = 32 \text{ L/min}$$

故该系统的输入液压功率

$$P_p = p_y q_p = 2.5 \times 10^6 \times \frac{25 \times 10^{-3}}{60} \text{ W} = 1\ 042 \text{ W}$$

系统的有效输出功率

$$P_o = F_1 v_1 = 5\ 000 \times \frac{0.6}{60} \text{ W} = 50 \text{ W}$$

工进时回路的最大效率

$$\eta = \frac{P_o}{P_p} \times 100\% = \frac{50}{1\ 042} \times 100\% = 4.8\%$$

(2)由快进速度 $v_2=10$ m/min,得

$$\begin{aligned} q_{\max} &= v_2 A = 10 \times 25 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{min} \\ &= 2.5 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{min} = 25 \text{ L/min} \end{aligned}$$

由工进速度 $v_1=0.6$ m/min,得

$$\begin{aligned} q_{\min} &= v_1 \cdot A = 0.6 \times 25 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{min} \\ &= 1.5 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min} = 1.5 \text{ L/min} \end{aligned}$$

高压小流量泵的流量 $q_1=4$ L/min,低压大流量泵的流量 $q_2=25$ L/min。

取调速阀压降 $\Delta p=0.5$ MPa, q_2 通过卸荷阀时的压力损失 $\Delta p_r=0.3$ MPa。 Δp_r 应大于快进时液压缸活塞所需压力,即

$$\Delta p_r = 0.3 \text{ MPa} > F_2/A = 0.2 \text{ MPa}$$

工进时,小流量泵工作压力

$$p_p = \frac{F}{A} + \Delta p = \left(\frac{5\,000}{25 \times 10^{-4}} + 0.5 \times 10^6 \right) \text{ Pa} = 2.5 \text{ MPa}$$

工进时的系统效率

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{Fv_1}{p_p q_1 + \Delta p_r q_2} \times 100\% \\ &= \frac{5\,000 \times 0.6}{2.5 \times 10^6 \times 4 \times 10^{-3} + 0.3 \times 10^6 \times 25 \times 10^{-3}} \times 100\% = 17\% \end{aligned}$$

例 7-30 如图 7-21 所示压力机液压系统,系统为双泵供油,其中液压泵 A 为大流量泵,液压泵 B 是小流量泵,请问系统中用到哪几个基本回路? 阀 1,2,3,4 各为什么阀,其作用是什么?

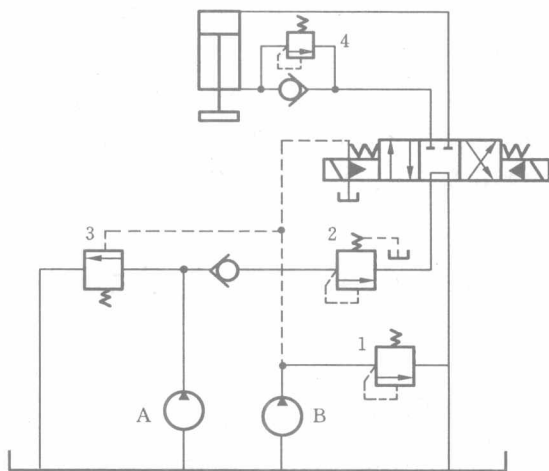


图 7-21 压力机液压系统

解 系统中包含的基本回路有液压缸快速运动回路、卸荷回路、平衡回路、换向回路。

阀 1 为溢流阀,作安全阀使用,限制系统压力不超过规定值;阀 2 为顺序阀,能使电液换向阀的控制油路保持一定的预压力,保证换向可靠性;阀 3 为顺序阀,当液压缸进油压力增大到一定值时开启使泵 A 卸荷;阀 4 为顺序阀,它与单向阀组合实现平衡作用。

第 8 章

典型液压系统

8.1 内 容 提 要

由于主机的功能和性能要求千差万别,因此不同设备所采用的液压系统的复杂程度也不一样。本章通过分析汽车起重机、组合机床动力滑台、压力机和注塑机等机械设备的液压系统,介绍了分析一个完整液压系统的一般方法和步骤。应该指出的是,要熟练掌握阅读分析液压系统原理图的方法,就需要在学习或工作中做大量练习。

8.2 重点难点分析

1. 阅读和分析液压系统原理图的步骤

通过分析液压系统图,不仅可以了解回路的工作原理和组成特点,还可以为设计液压系统奠定基础。

阅读和分析液压系统原理图的一般步骤是:

- (1)了解设备的用途,工作过程及要求;
- (2)浏览整个液压系统图,了解系统包含的液压元件,并以各个执行元件为中心,将系统分解为相应的子系统;
- (3)分析每个子系统,按照先控制油路后主油路、先进油路后回油路的顺序分析,重点分析方向控制、压力控制及速度控制的实现方法;
- (4)根据设备要求,分析各子系统执行元件之间的动作关系,如互锁、同步、防干扰、顺序动作要求等。
- (5)总结系统设计上的主要特点,分析系统包含哪些基本回路。

8.3 典型例题

例 8-1 如图 8-1 所示为某组合机床动力滑台的液压系统, 它能实现滑台快进→工进→死挡铁停留→快退→停止的工作循环。

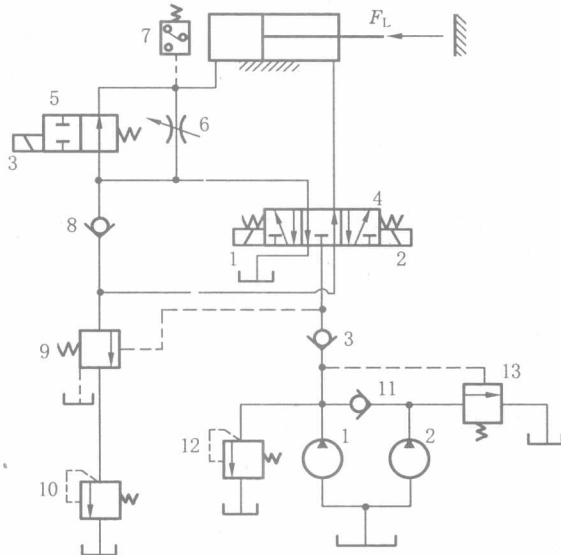


图 8-1 组合机床动力滑台液压系统

(1) 试列出电磁铁动作顺序表。

(2) 阀 8、9、10、11、12、13 分别是什么阀? 在系统中各起什么作用?

解 (1) 电磁铁动作顺序如表 8-1 所示。

表 8-1 电磁铁动作顺序

工作阶段	1Y	2Y	3Y
快进	+	—	—
工进	+	—	+
快退	—	—	—
停止	—	+	—

(2) 8 是单向阀, 使油液只能沿一个方向流动, 不允许反向流动。

9 是外控外泄式顺序阀, 当液压缸快进结束后进油压力升高时该阀开启, 从而使液压缸回

流至油箱。

10 是溢流阀,此处使液压缸回油有一定背压力,增加液压缸运动的平稳性。

11 是单向阀,在液压缸快进时,使大泵输出的液压油经过该阀进入工作回路;工进时压力升高该阀关闭,大流量泵供油经卸荷阀 13 回油箱。

12 是溢流阀,起限压作用,对系统有安全保护作用。

13 是外控内泄式顺序阀,此处使在液压缸工进时开启,使大流量泵卸荷。

例 8-2 叉车的主要工作机构包括门架、货叉等,货叉可垂直升降,门架可前后倾斜。如图 8-2 所示某叉车液压系统,液压泵采用内燃机驱动,转向为液压控制,请分析其控制原理与系统的组成特点。

解 系统总体上分为工作回路和转向回路两部分。优先流量控制阀 4 保证压力油优先进入转向回路,以保证进入转向液压回路的流量不受转向负载的影响。

转向回路的执行元件是转向液压缸 11,通过与液压转向器相连接的方向盘操纵其运动方向,最大转向负载压力由溢流阀 4-1 限定。

8 为起升液压缸,两侧各一个,其运动方向由多路阀 5 中的 5-2 控制。倾斜液压缸 9 的运动方向由换向阀 5-3 控制,工作回路的最大压力由溢流阀 5-1 设定。

节流限速阀 7 为节流口可自动调节的单向节流阀,当负载增加时,其节流口自动减小,与单向节流阀 6 一起作用,防止起升缸和货叉下降速度失控,并保证货叉下降速度不受负载变化的影响。

液压锁 10 的作用是当内燃机或液压泵出现故障时,使倾斜液压缸 9 的进油回路切断,将货叉锁紧,以免叉车倾翻。

(1) 叉车两部分的工作原理。

① 工作回路。操纵多路换向阀 5 中的起升阀 5-2,使其右位工作,则压力油经阀 4-2 左位和阀 5-2 右位,再经单向节流阀 6 和节流限速阀 7,到起升缸 8 的无杆腔,活塞杆通过链条带动货叉及内门架上升。松开手柄则阀 5-2 回中位,货叉停止。当阀 5-2 左位时,货叉及内门架下降,液压油的流动途径为:液压缸 6 无杆腔→节流限速阀 7→单向节流阀 6→多路换向阀 5-2 左位→阀 4-2 左位→油箱。

当操纵多路阀中 5-3 的控制手柄时,压力油进入液压缸 9,驱动内门架前倾或后倾。

② 转向回路。压力油优先进入转向回路,司机通过方向盘操纵全液压转向器 12,使压力油进入转向液压缸 11,推动叉车后轮转向。当司机加大油门使内燃机速度增加时,泵流量增加,当泵的输出流量超过转向回路需要的流量时,多余流量进入工作回路。当全液压转向器停止转向时,阀 4-2 在控制压差的作用下切换到位,泵输出的压力油全部进入工作回路。

(2) 叉车液压系统的主要特点。

① 通过油门改变内燃机转速,从而改变泵的流量,改变液压缸的输出速度,属于容积调速;

② 采用优先流量控制阀保证转向回路的供油,使转向过程不受负载变化的影响;

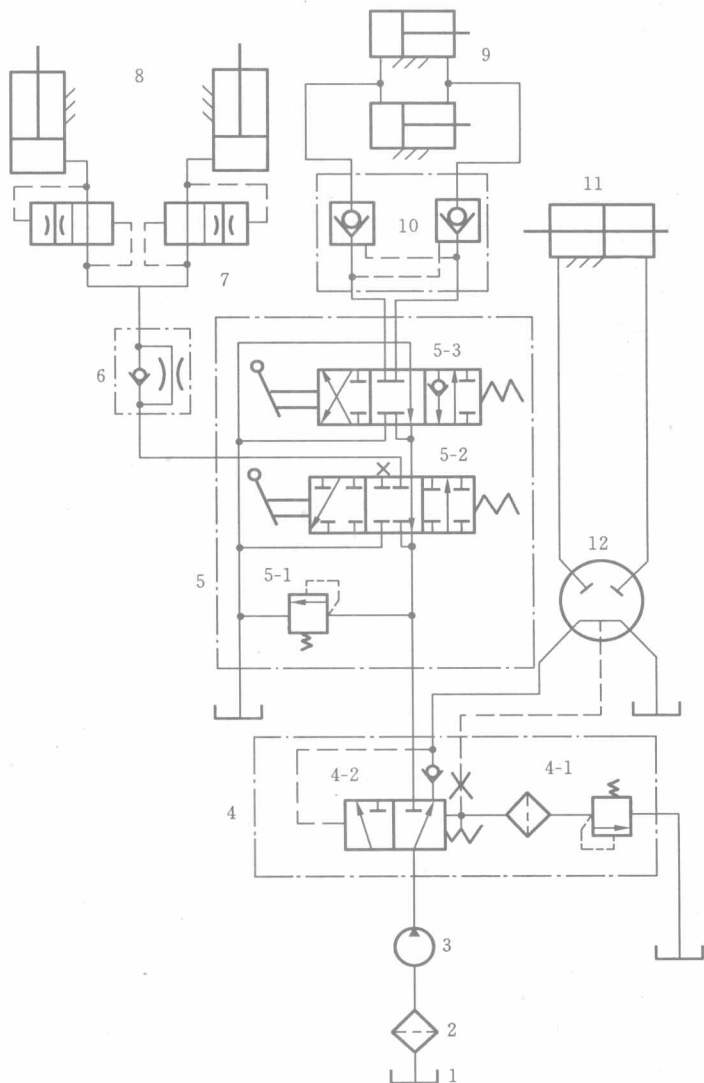


图 8-2 叉车液压系统原理图

1—油箱；2—滤油器；3—定量齿轮泵；4—优先流量控制阀；5—多路换向阀；6—单向节流阀；
7—节流限速阀；8—起升液压缸；9—门架倾斜液压缸；10—液压锁；11—转向液压缸；12—全液压转向器

③采用单向节流阀和节流限速阀防止起升液压缸及货叉下落超速；

④采用双向液压锁防止液压泵或内燃机发生故障时门架倾翻。

例 8-3 如图 8-3 所示的 TY320 型履带式推土机液压系统原理图，系统采用齿轮泵，由

柴油机驱动。试分析其各控制阀的作用。

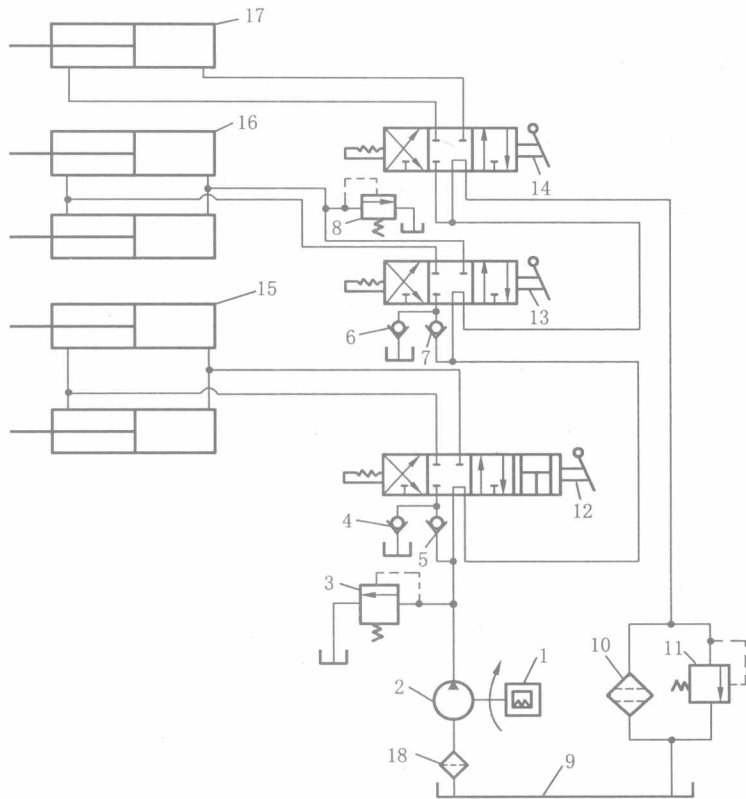


图 8-3 TY320 型履带式推土机液压系统原理图

1—柴油机；2—液压泵；3、8、11—溢流阀；4、5、6、7—单向阀；9—油箱；10、18—滤油器；
12、13、14—换向阀；15—铲刀升降油缸；16—松土器升降油缸；17—铲刀垂直倾斜油缸

解 系统采用换向阀 12、13、14 组成的多路阀控制，其中换向阀 12 控制铲刀升降油缸升降、锁紧和浮动，在浮动（右位）状态，铲刀可以自由支地，随地形高低而浮动。

溢流阀 3 为安全阀。

单向阀 4、6 的作用是当铲刀和松土器下降时，由于负载使液压缸活塞运动速度加快而导致油缸进油腔出现真空时，可以从油箱补油。

单向阀 5、7 的作用是防止液压油倒流，以免发生意外。

溢流阀 8 的作用是防止液压缸 16 过载。

溢流阀 11 的作用是防止回油滤油器堵塞造成背压增加。

例 8-4 如图 8-4 所示油田采油用螺杆泵液压驱动系统，试分析其工作过程与系统特点。

解 （1）系统的工作过程。

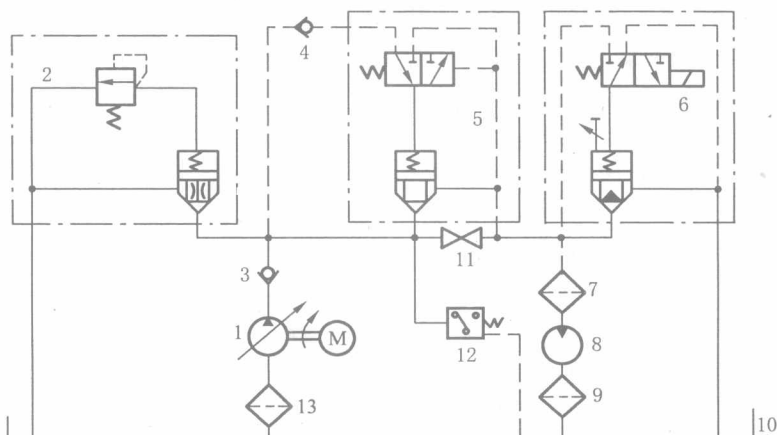


图 8-4 螺杆泵液压驱动系统

1—液压泵;2,5,6—插装阀;3,4—单向阀;7,9,13—滤油器;8—液压马达;
10—油箱;11—截止阀;12—压力继电器

①在开启液压泵 1 之前,先调小泵的排量,调节插装阀 6 的手柄,使阀口处于全开状态,打开截止阀 11;

②开启电机,则泵在无载状态下启动,液压油从泵至阀 11,再至阀 6 回油箱;

③阀 6 电磁铁通电,阀 6 主阀口关闭,液压油进入马达,驱动马达转动,马达带动螺杆泵工作;

④马达带动螺杆泵转动的同时,其入口压力升高,使插装阀 5 的先导液动换向阀换向,阀 5 的主阀打开,压力油经阀 5 进入液压马达,这时关闭截止阀 11;

⑤调节液压泵流量到正常值,使马达正常运转,调节阀 6 的手轮,使阀 6 保持合适的阻尼;

⑥停泵时,先关闭电机,泵转速下降,马达转速下降,系统压力下降,阀 6 电磁铁换到左位;

⑦马达转速降到零后,因为抽油杆弹性变形能的释放将带动马达反转,马达变为泵工况,原进口成为排油口,油压升高,阀 5 反向不能导通,马达排出的液压油经阀 6 节流口回油箱,从而对马达有限速作用,使抽油杆的弹性能的释放缓慢进行。

系统中的插装阀 2 起保护作用。一旦抽油杆折断,泵排油压力增大,此时压力继电器 12 发出控制信号,关闭电机,从而对系统起安全保护作用。

(2) 系统的主要特点。

①采用了变量泵-定量马达容积调速;

②插装阀控制。

例 8-5 如图 8-5 所示 JS01 型工业机械手液压系统原理图,要求机械手能够完成手臂伸缩、回转、升降,以及手腕回转、手指夹紧等功能。为保证定位精度,手臂回转机构有定位装置,

第 9 章

液压系统的设计计算

9.1 内容提要

本章主要以一个组合机床液压系统的设计作为例子,介绍了液压系统设计的一般步骤与基本方法。实际液压设备的要求是各种各样的,要掌握液压系统的设计方法并能灵活应用,设计出满足要求的系统,需要大量设计实践工作积累经验。

液压系统设计的基本流程如图 9-1 所示。在实际工程设计中,对于简单的系统,设计时过程简单,未必一定按部就班地去做;对于复杂的系统,则往往根据校核情况要反复进行多次修改才能确定。

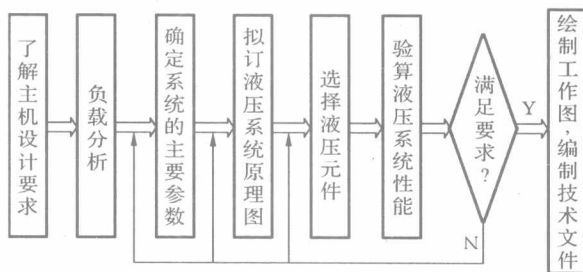


图 9-1 液压系统设计的一般流程

9.2 重点难点分析

1. 液压执行元件的负载分析

分析执行元件一个工作循环内的负载(力或力矩)随时间或位移的变化规律,由此得到负

载随时间或位移的变化曲线,即负载循环图。液压缸的常见负载主要有工作阻力(有时为同向力)、摩擦力、重力(液压缸竖直安装时)、惯性力、回油背压力(当有背压阀时)等。类似地,液压马达的常见负载主要有工作力矩(阻力矩或同向力矩)、摩擦力矩、惯性力矩等。执行元件的实际所受负载情况要结合主机具体工作条件和工作要求来确定。

2. 确定液压执行元件的主要参数——流量和压力

执行元件的工作压力一般根据负载大小确定,也可以根据主机类别通过类比法初选压力。因为压力的大小除了与负载有关外,还与执行元件的结构参数(液压缸的活塞面积或马达的排量)有关,因此初步根据压力和负载确定这些结构参数后,就可以根据执行元件的速度变化曲线来确定流量。

3. 拟定液压系统方案需要考虑的因素

在设计液压系统原理图时,主要依据执行元件的工况图,在设计时还应考虑下述因素:

- (1) 执行元件类型(液压缸? 马达? 其他?);
- (2) 系统类型(开式? 闭式?);
- (3) 液压基本回路(调速回路? 平衡回路? 卸载回路? 制动回路? ……);
- (4) 回路之间的关系(顺序? 互锁? 互不干扰? ……);
- (5) 可靠性要求;
- (6) 性价比。

4. 液压泵的选择方法

对液压泵的选择主要考虑液压泵的工作参数(压力、流量),是否需要变量,然后确定结构类型。液压泵的最大工作压力依据下式确定

$$p_p = p_{\max} + \sum \Delta p$$

式中: p_{\max} 为执行元件的最大工作压力; $\sum \Delta p$ 为进油路上的总压力损失。

液压泵的流量根据系统中同时工作的几个执行元件的最大流量确定,同时考虑元件和管路泄漏的影响,按下式确定

$$q_p \geq K \sum \Delta q_{\max}$$

式中: K 是泄漏系数,一般取 1.1~1.3。

由压力和流量,结合产品样本确定液压泵的规格型号,泵的压力通常取大于初步计算压力的 25% 以作储备。

9.3 典型例题

例 某一变速箱壳体专用铣床的工作台采用液压传动,要求其工作过程为:启动→空载快进→慢速工进→快退→停止。有关工作参数如下:铣削时切削力为 $F_c=3\,410\text{ N}$,快进和快退速度均为 4.5 m/min ,工进速度为 $0.06\sim 1\text{ m/min}$,工作台的动摩擦力为 $F_{fd}=539\text{ N}$,静摩擦力为 $F_{fs}=1\,078\text{ N}$,启动过程和停止过程的惯性力均为 $F_i=825\text{ N}$ 。试根据以上要求设计液压系统。

解 (1) 系统负载分析。

工作台在运动时水平方向的受力主要有切削阻力、摩擦力、惯性力,在不同的工作阶段所受的力计算如下。

启动临界状态:

$$F=F_{fs}=1\,078\text{ N}$$

启动过程:

$$F=F_{fd}+F_i=1\,364\text{ N}$$

运速快进:

$$F=F_{fd}=539\text{ N}$$

工进:

$$F=F_c+F_{fd}=3\,949\text{ N}$$

快退:

$$F=F_{fd}=539\text{ N}$$

采用液压缸驱动,取液压缸的机械效率 $\eta_m=90\%$ 。

(2) 绘制工况图。

根据液压缸的负载和速度随工作过程的变化,绘出液压缸载荷-行程图、速度-行程曲线图,如图 9-2 所示。

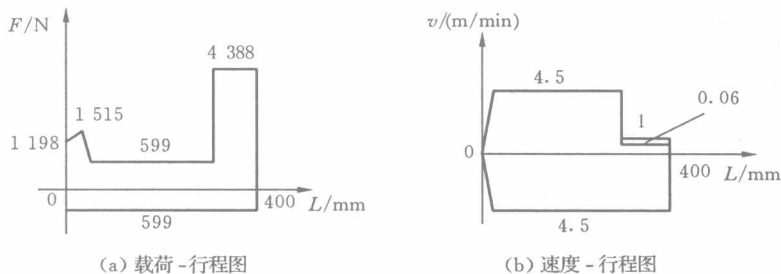


图 9-2 工况图

(3) 确定液压缸的主要参数。

即确定液压缸的工作压力,活塞及活塞杆的主要结构尺寸。

工作压力根据最大负载并通过类比初步取 3 MPa 。

由于是小功率系统,且加工过程负载变化不大,因此采用节流调速方法,考虑到速度变化

较大,为了提高系统效率,采用差动回路来实现快进与工进速度的换接。取活塞无杆腔与有杆腔的有效作用面积比为 2,则活塞杆直径 $d=0.707D$ 。

为了使液压缸工作稳定,取回油路背压 0.8 MPa。根据最大负载力,有

$$A_1 p_1 = F + p_2 A_2$$

式中: A_1 为活塞面积, A_2 为有杆腔活塞有效面积, p_2 为背压。

带入相关数据,得

$$A_1 = \frac{F}{p_1 - 0.5 p_2} = \frac{4\,388}{3 \times 10^6 - 0.5 \times 10^6} \text{ m}^2 = 1.69 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

活塞直径为

$$D = \sqrt{\frac{4A_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.69 \times 10^{-3}}{3.14}} \text{ m} = 0.0464 \text{ m}$$

按国标 GB/T2348—1993 圆整,得 $D=50 \text{ mm}$, 活塞杆直径 $d=0.707 \times D=35.3 \text{ mm}$, 圆整为 $d=36 \text{ mm}$ 。

最终活塞的有效作用面积

$$A_1 = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3.14}{4} \times 50^2 \text{ mm}^2 = 1\,963 \text{ mm}^2$$

$$A_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = \frac{3.14}{4} \times (50^2 - 36^2) \text{ mm}^2 = 946 \text{ mm}^2$$

(4) 系统压力、流量计算。

有了液压缸的结构尺寸,结合前面的工况图,即可以计算系统在不同工作阶段的压力和流量。快进时考虑管路流动损失,液压缸有杆腔压力应略高于无杆腔进油压力,取压力损失 $\Delta p=0.5 \text{ MPa}$ 。

启动时进油压力

$$\begin{aligned} p_q &= \frac{F}{A_1 - A_2} = \frac{1\,198}{(1\,963 - 946) \times 10^{-6}} \text{ Pa} \\ &= 1.18 \times 10^6 \text{ Pa} = 1.18 \text{ MPa} \end{aligned}$$

启动加速阶段进油压力

$$\begin{aligned} p_{kj} &= \frac{F + A_2 \Delta p}{A_1 - A_2} = \frac{1\,515 + 946 \times 0.5}{(1\,963 - 946) \times 10^{-6}} \text{ Pa} \\ &= 1.95 \times 10^6 \text{ Pa} = 1.95 \text{ MPa} \end{aligned}$$

匀速快进阶段进油压力

$$\begin{aligned} p_{ky} &= \frac{F + A_2 \Delta p}{A_1 - A_2} = \frac{599 + 946 \times 0.5}{(1\,963 - 946) \times 10^{-6}} \text{ Pa} \\ &= 1.05 \times 10^6 \text{ Pa} = 1.05 \text{ MPa} \end{aligned}$$

工进阶段进油压力

$$p_g = \frac{F + A_2 p_2}{A_1} = \frac{4\,388 + 946 \times 0.8}{1\,963 \times 10^{-6}} \text{ Pa} \\ = 2.62 \times 10^6 \text{ Pa} = 2.62 \text{ MPa}$$

快退启动阶段进油压力

$$p_{\text{qkt}} = \frac{F}{A_2} = \frac{1\,198}{946 \times 10^{-6}} \text{ Pa} = 1.27 \times 10^6 \text{ Pa} = 1.27 \text{ MPa}$$

快退加速阶段进油压力

$$p_{\text{ij}} = \frac{F + A_1 p_2}{A_2} = \frac{1\,515 + 1\,963 \times 0.5}{946 \times 10^{-6}} \text{ Pa} \\ = 2.64 \times 10^6 \text{ Pa} = 2.64 \text{ MPa}$$

快退匀速阶段进油压力

$$p_{\text{ty}} = \frac{F + A_1 p_2}{A_2} = \frac{599 + 1\,963 \times 0.5}{946 \times 10^{-6}} \text{ Pa} \\ = 1.67 \times 10^6 \text{ Pa} = 1.67 \text{ MPa}$$

工进阶段需要流量

$$q_{\text{gmin}} = A_1 v_{\text{min}} = 1\,963 \times 10^{-4} \times 60 \times 10^{-2} \text{ L/min} \\ = 0.12 \text{ L/min}$$

$$q_{\text{gmax}} = A_1 v_{\text{max}} = 1\,963 \times 10^{-4} \times 1\,000 \times 10^{-2} \text{ L/min} \\ = 1.96 \text{ L/min}$$

快进时因为采用差动连接,故需要流量为

$$q_{\text{kj}} = (A_1 - A_2) v_1 = (1\,963 - 946) \times 10^{-4} \times 4.5 \times 10 \text{ L/min} \\ = 4.58 \text{ L/min}$$

快退时需要流量

$$q_{\text{kt}} = A_2 v_1 = 946 \times 10^{-4} \times 4.5 \times 10 \text{ L/min} = 4.26 \text{ L/min}$$

(5) 系统功率计算。由压力及流量即可计算各阶段的功率。

匀速快进

$$P_{\text{kj}} = p_{\text{ky}} q_{\text{kj}} = \frac{1.05 \times 10^6 \times 4.58 \times 10^{-3}}{60} \text{ W} = 80.2 \text{ W}$$

工进

$$P_{\text{gj}} = p_{\text{q}} q_{\text{gmax}} = \frac{2.62 \times 10^6 \times 1.96 \times 10^{-3}}{60} \text{ W} = 85.6 \text{ W}$$

快退

$$P_{\text{kt}} = p_{\text{ty}} q_{\text{kt}} = \frac{1.67 \times 10^6 \times 4.26 \times 10^{-3}}{60} \text{ W} = 118.6 \text{ W}$$

根据上述计算结果可以绘制压力-行程图、流量-行程图、系统的功率-行程图,如图9-3所

示。

(6) 拟定液压系统原理图。

如前所述,系统调速回路采用节流调速,由于铣床加工时存在顺铣和逆铣两种情况,因此液压缸负载方向有变化,故液压缸回油腔需要一定背压,以承受同向作用力。可以采用进油节流、回油路加背压阀的方法,也可以采用回油节流调速,此处选用后者。

工作台位置控制采用行程开关,既简单又便于调节安装位置。

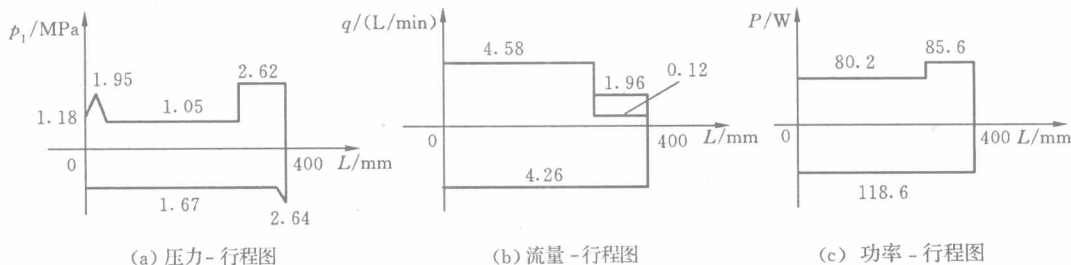


图 9-3 系统压力、流量、功率与行程关系图

液压系统原理图如图 9-4 所示。

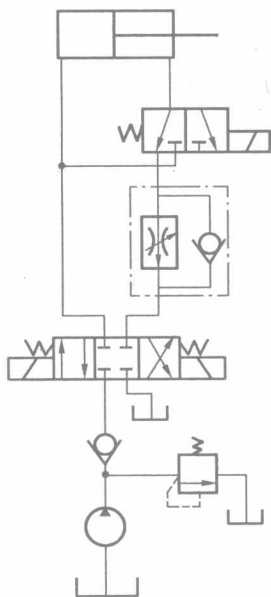


图 9-4 液压系统原理图

(7) 液压元件的选择。

主要是选择液压泵、液压阀等元件的结构形式及规格型号。

液压泵的工作压力确定:取进油路压力损失为 0.3 MPa, 则泵所需的最大工作压力

$$p = (2.62 + 0.3) \text{ MPa} = 2.92 \text{ MPa}$$

液压泵的最大流量:取系统的泄漏系数 1.1, 则

$$q = 1.1 \times 4.58 \text{ L/min} = 5.04 \text{ L/min}$$

根据压力和流量查液压泵产品样本,并考虑留有一定压力和流量的裕量,如选取双作用叶片泵,额定压力为 7 MPa,额定转速 $n=1000 \text{ r/min}$,排量 $V=9.1 \text{ mL/r}$ 。

(8) 电机功率计算。

根据系统最大输出功率确定电机功率

$$\begin{aligned} P_{\max} &= \frac{(p_{ty} + \Delta p_l) V n}{60 \eta_p} \\ &= \frac{(1.67 + 0.3) \times 4 \times 1450}{60 \times 0.75} \text{ kW} \\ &= 0.254 \text{ kW} \end{aligned}$$

电机的功率取 0.55 kW。

(9) 确定其他液压元件的规格。

根据系统的压力和各元件的最大流量确定元件的规格。表 9-1 给出了一种选择方案。

表 9-1 系统元件的选型方案

序号	元 件 名 称	最大流量 /(L/min)	最大工作压力 /MPa	型 号 规 格
1	液压泵	6.9	7(额定压力)	YB-A9B-Y ₂
2	滤油器	25	1.6	PZU-25X * C
3	溢流阀	16	21	DT-02-B-22
4	三位四通电磁换向阀	15	25	DG4V-5-2C
5	单向调速阀	8	14	FCG-01-8- * -11
6	单向阀	18~1 500	31.5	SA10
7	二位三通电磁换向阀	15	25	3WE5A6.0-6.0/AW220-50Z4

管路的通径根据最大流量和允许流速计算。

本系统最大流量出现在液压缸快进和快退阶段,取压油管最大允许流速 $v=3$ m/s,则由式

$$d = \sqrt{\frac{4q}{\pi v}}$$

可得 $d=9.26$ mm,圆整为 $d=10$ mm。

取吸油管最高允许流速 $v=1$ m/s,最大流量为 5.8 L/min,得吸油管通径 $d=12$ mm。

油箱的容积根据系统最大流量和泵的额定流量确定,按经验公式可得

$$V = 5q_p = 29 \text{ L}$$

(10) 液压系统的性能验算。

通常在元件和管路系统确定后,需要验算系统的压力损失,如果算得的压力损失与开始的估算值差别较大,则需要修改设计。

对于大功率系统或效率较低而散热条件较差的系统,往往要验算系统的热平衡状况,以确保系统工作时的油液温升不超过规定值。

由于本系统较简单,验算过程从略。

第 2 篇

气压传动

第 10 章

气压传动概述

10.1 内 容 提 要

本章主要介绍了气压传动的定义、优缺点和系统的基本组成等内容。

10.2 重点难点分析

重点掌握气压传动的定义和气压传动系统的基本组成,了解气压传动和其他传动方式的比较。

(1)气压传动的全称是气压传动与控制,简称气动,是以空气压缩机为动力源,以压缩空气为工作介质,进行能量和信号传递的工程技术,是实现传动与控制的重要手段之一。气压传动系统由气压发生装置、控制元件、执行元件、辅助元件组成。

(2)气压传动和其他传动方式的比较如表 10-1 所示。

表 10-1 各种传动与控制方式的比较

比 较 项 目	机械方式	电气方式	电子方式	液压方式	气动方式
驱动力	较小	较小	小	大	较大
驱动速度	小	大	大	小	大
响应速度	中	大	大	大	较大
负载对输出的影响	无	无	无	较小	大
组成	普通	较复杂	复杂	较复杂	简单
配线、配管	无	较复杂	复杂	复杂	较复杂

续表

比较项目	机械方式	电气方式	电子方式	液压方式	气动方式
温度影响	普通	大	大	小于 70℃ 普通	小于 100℃ 普通
防潮性	普通	差	差	普通	可排放冷凝水
防腐蚀性	普通	差	差	普通	普通
防振动	普通	差	特差	普通	普通
定位精度	良好	良好	良好	较好	较差
日常维护	简单	较高	高	简单	简单
危险性	无	防漏电	无	防火	无
信号转换	难	易	易	难	较难
远程操控	难	很好	很好	较好	好
动力源故障	无动作	无动作	无动作	若配蓄能器， 能短时间应付	有一定应付能力
安装自由度	小	有	有	有	有
无级变速	困难	困难	良好	良好	稍良好
速度调整	较困难	容易	容易	容易	普通
价格	普通	稍高	高	稍高	普通
备注	驱动系统由齿轮、凸轮、杠杆、连杆、棘轮、棘爪和传动轴等机件组成，主要动力源为电动机	驱动系统由电磁离合器、制动器或机械方式组成，控制系统由继电器、延时器、限位开关等组成	由半导体器件组成的控制方式	驱动系统由液压缸、液压马达组成，控制系统由液压控制阀组成	驱动系统由气缸、气马达组成，控制系统由气动控制阀组成

从表 10-1 可看出，气压传动能够满足大多数工业生产的控制与传动的要求、应用广泛。但是，气压传动存在驱动力不够大、信号传递不够快、控制复杂程度不宜过高、噪音大等缺点。因此，在不断对气压传动进行完善的同时，将其与其他相关传动及控制技术的紧密结合，使这些技术互相补充是当前传动与控制的发展方向。

第 11 章

气压传动基础知识

11.1 内容提要

本章介绍了气压传动的工作介质——空气及其性质、气体的状态变化规律和气体流动规律三部分。

具体而言,主要包括如下内容:

空气的组成、气体的基本状态参数、空气的其他物理性质;理想气体的状态方程、理想气体的简单状态变化过程及规律、在气压传动系统中的气体状态变化过程及规律;气体的一维定常流动理论及该理论在气压传动系统中的应用、声速和马赫数、气体通过收缩喷嘴的流动规律、气动元件和管道有效截面积的计算等。

气体的流动规律与液体基本相似,但是在气体流动速度较高时,需要考虑气体压缩性的影响,此外描述气体的运动规律时还需要考虑温度的影响。

11.2 重点难点分析

1. 空气及气体的状态参数

空气是一种混合气体,其组成为:干空气、水分和灰尘。气动系统理想的工作介质是主要成分为干空气的空气。气动系统实际使用的工作介质为湿空气。

理想气体(以后简称气体)所处的平衡状态用气体的状态参数进行描述,其中三个可测量的状态参数(温度、压力、体积)为其基本状态参数。气压传动的工作介质——空气可以假定为理想气体,在分析、计算空气的状态变化和气体流动规律时可以使用理想气体的分析、计算方法。空气的基准状态和标准状态是分析、计算气动系统中气体状态变化和气体流动规律的出

发点。

含有水分的空气称为湿空气。湿空气中含有水分的程度用湿度和含湿量表示,从绝对湿度和相对湿度的定义可知,绝对湿度也是湿空气中水蒸气的密度,相对湿度表示湿空气吸收水分的能力或析出水分的趋势。

空气的粘性随压力变化极小,主要受温度的影响。与液压系统相比,气压传动系统中可忽略粘性变化的影响。

空气的体积受压力和温度的影响极大,其中规律将在气体的状态变化规律中介绍。

2. 气动系统中气体状态变化过程及理论

在实际的气动系统中,气体的状态变化是非常复杂的,需要将其简化为几种简单的状态变化过程进行理论研究。

简单的气体状态变化过程包括(质量不变的)等容、等压、等温、绝热、多变过程。这些状态变化过程的规律是气体状态方程。

气压传动系统的充气、放气过程是较为复杂的气体状态变化过程。这些过程中的参数(压力、温度、体积、质量)经过转化成为分析、计算气压传动系统的重要参数(压力、温度、流量)的基本参数。

3. 气体流动规律及理论

气压传动系统中的气体流动主要为截面固定或变化的管道流动,若该流动不随时间变化,则可将其视为一维定常流动。气体一维定常流动理论包括连续性方程、动量方程和能量方程。这些理论和气体状态方程可一起用于研究压力波在空气中传播的速度、气压传动系统中气体在变截面管道中的流动、气动元件的流通能力、气体通过收缩喷嘴的流量等问题。

11.3 典型例题

例 11-1 求基准状态下的干空气被绝热压缩到绝对压力 $0.2 \times 10^6 \text{ Pa}$ 时的密度。

解 教材(第三版)中描述绝热过程的方程为

$$p_1 V_1^k = p_2 \cdot V_2^k = \text{常数} \quad (1)$$

状态方程为

$$\frac{p_1 V_1}{T_1} = \frac{p_2 V_2}{T_2} = \text{常数} \quad (2)$$

联立(1)(2)两个方程,消去体积参量,得到绝热过程的另外一个方程

$$p_1^{1-k} T_1^k = p_2^{1-k} \cdot T_2^k \quad (3)$$

基准状态: 温度 $T_1 = 273 \text{ K}$, 压力 $p_1 = 0.1013 \times 10^6 \text{ Pa}$

由方程(3)可得干空气被绝热压缩到 $p_2 = 0.2 \times 10^6 \text{ Pa}$ 时的温度为

$$T_2 = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1-k}{k}} \times T_1 = \left(\frac{0.1013 \times 10^6}{0.2 \times 10^6} \right)^{\frac{1-1.4}{1.4}} \times 273 \text{ K} = 332 \text{ K}$$

根据气体状态方程可得此时气体的密度为

$$\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2} = \frac{0.2 \times 10^6}{287.1 \times 332} \text{ kg/m}^3 = 2.1 \text{ kg/m}^3$$

例 11-2 求标准状态下空气的密度。

解 标准状态下空气的温度 $T = 293 \text{ K}$, 压力 $p = 0.1013 \times 10^6 \text{ Pa}$, 相对湿度 $\phi = 65\%$ 。查表得此时的饱和水蒸气的分压力 $p_b = 0.023 \times 10^5 \text{ Pa}$ 。

1 m^3 湿空气中水蒸气的质量(绝对湿度)

$$m_s = \frac{p_s}{R_s T} = \frac{\phi \times p_b}{R_s T} = \frac{65\% \times 0.023 \times 10^5}{462.05 \times 293} \text{ kg} = 0.011 \text{ kg}$$

1 m^3 湿空气中干空气的质量

$$\begin{aligned} m_g &= \frac{p_g}{RT} = \frac{p - p_s}{RT} = \frac{p - \phi \times p_b}{RT} \\ &= \frac{0.1013 \times 10^6 - 65\% \times 0.023 \times 10^5}{287.1 \times 293} \text{ kg} = 1.186 \text{ kg} \end{aligned}$$

湿空气的密度

$$\rho' = \frac{m_s + m_g}{V} = \frac{0.011 + 1.186}{1} \text{ kg/m}^3 = 1.197 \text{ kg/m}^3$$

例 11-3 空气压缩机可将空气压缩, 进入空气压缩机的空气状态为: 压力 $p_a = 0.1013 \text{ MPa}$, 温度 $t = 20^\circ \text{C}$, 相对湿度 $\phi = 80\%$, 空气压缩机吸入空气量为 $1 \text{ m}^3/\text{min}$, 工作 1 小时。问空气压缩机共吸入多少水分?

解 由 $t = 20^\circ \text{C}$, 查表得饱和水蒸气分压力 $p_b = 0.023 \times 10^5 \text{ Pa}$, 则水蒸气的密度(绝对湿度)

$$\chi = \frac{p_s}{R_s T} = \frac{\phi \times p_b}{R_s T} = \frac{0.8 \times 0.023 \times 10^5}{462.05 \times (273 + 20)} \text{ kg/m}^3 = 0.0136 \text{ kg/m}^3$$

空压机工作 1 小时吸入水分的质量

$$m = \chi \times V = 0.0136 \times 1 \times 60 \text{ kg} = 0.816 \text{ kg}$$

例 11-4 空气被压缩时温度将升高。用两级压缩机压缩 $t = 20^\circ \text{C}$, $p_a = 0.1 \times 10^6 \text{ Pa}$ 的空气, 第一级将空气绝热压缩到绝对压力 $0.6 \times 10^6 \text{ Pa}$ 后, 由中间冷却器将压缩空气强制冷却到 40°C , 再进行第二级压缩, 空压机出口绝对压力为 $1.0 \times 10^6 \text{ Pa}$, 问空压机出口温度为多少? 若采用一次压缩, 问空压机出口温度为多少?

解 第一级压缩为绝热过程,经第一级压缩后压缩机出口温度

$$T_2 = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} T_1 = \left(\frac{0.6 \times 10^6}{0.1 \times 10^6}\right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} \times (273 + 20) \text{ K} = 489 \text{ K} = 216 \text{ }^\circ\text{C}$$

中间冷却过程为等容过程,故有

$$p_3 = \frac{p_2}{T_2} T_3 = \frac{0.6 \times 10^6}{489} \times (40 + 273) \text{ Pa} = 0.38 \times 10^6 \text{ Pa}$$

第二级压缩为绝热过程,得到压缩机出口温度

$$T_4 = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} T_3 = \left(\frac{1.0 \times 10^6}{0.38 \times 10^6}\right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} \times (273 + 40) \text{ K} = 413 \text{ K} = 139 \text{ }^\circ\text{C}$$

若采用一次压缩,空压机出口温度为

$$T'_2 = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} T_1 = \left(\frac{1.0 \times 10^6}{0.1 \times 10^6}\right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} \times (273 + 20) \text{ K} = 566 \text{ K} = 293 \text{ }^\circ\text{C}$$

例 11-5 空压机向贮气罐充气时,用贮气罐中的压力控制空压机的运行和停止,要求控制贮气罐中的绝对压力小于 $0.7 \times 10^6 \text{ Pa}$ 。空压机吸入的气体为自由空气,其状态为 $T_1 = 293 \text{ K}$, $p_a = 0.1 \times 10^6 \text{ Pa}$,空压机吸入气体流量为 $1 \text{ m}^3/\text{min}$,空压机输出压缩空气状态为 $p_0 = 1.0 \times 10^6 \text{ Pa}$, $T_0 = 333 \text{ K}$ 。贮气罐初始状态为自由空气,体积 $V = 3 \text{ m}^3$ 。求空压机从启动到第一次停止的时间和此时贮气罐中气体状态。假定充气过程为绝热过程。

解 空压机运行到第一次停止时,贮气罐中气体压力 p_2 为 $0.7 \times 10^6 \text{ Pa}$,此时,贮气罐中气体温度

$$\begin{aligned} T_2 &= \frac{\frac{k}{T_0} + \left(k - \frac{T_1}{T_0}\right)(p_a/p_2)}{1.4} \times T_1 \\ &= \frac{\frac{293}{333} + \left(1.4 - \frac{293}{333}\right)(0.1 \times 10^6 / 0.7 \times 10^6)}{1.4} \times 293 \text{ K} = 429 \text{ K} \end{aligned}$$

气罐充气后气体质量

$$m_2 = \frac{p_2 V}{RT_2} = \frac{0.7 \times 10^6 \times 3}{287 \times 429} \text{ kg} = 17.06 \text{ kg}$$

气罐充气前气体质量

$$m_1 = \frac{p_a V}{RT_1} = \frac{0.1 \times 10^6 \times 3}{287 \times 293} \text{ kg} = 3.62 \text{ kg}$$

空压机每分钟吸入气体体积 $V_a = 1 \text{ m}^3$,每分钟吸入气体质量

$$m_0 = \frac{p_a V_a}{RT_1} = \frac{0.1 \times 10^6 \times 1}{287 \times 293} \text{ kg} = 1.19 \text{ kg}$$

空压机运行时间

$$t = \frac{m_2 - m_1}{m_0} = \frac{17.06 - 3.62}{1.19} \text{ min} = 11.3 \text{ min}$$

提示 解题中假设充气过程为绝热充气,进而得出充气后的贮气罐温度。实际上,由于贮气罐表面与空气接触,实际温度会低于计算值,而充气时间也相应要大于计算值。

例 11-6 贮气罐中气体状态为:绝对压力 $p_0 = 1.0 \times 10^6 \text{ Pa}$, $T_0 = 293 \text{ K}$,贮气罐通过有效面积 $S = 10 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ 。管道向气缸充气,气缸初始状态为:绝对压力 $p_1 = 0.1 \times 10^6 \text{ Pa}$, $T_1 = 293 \text{ K}$,气缸中压力达到 $p_2 = 0.5 \times 10^6 \text{ Pa}$ 后其活塞开始运动,气缸活塞移动前其充气腔闭死容积的体积为 $V = 0.8 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ 。

(1)求气缸活塞移动前,贮气罐向气缸充气的时间及充气量。

(2)若气缸活塞运动到底时其充气腔的体积变为 $V' = 4 \times 10^{-3} \text{ m}^3$,问贮气罐还要向气缸中充入多少气体?假定活塞运动速度足够快,并忽略活塞运动时克服的摩擦力和活塞运动需要获得的动能。

提示 在气缸活塞运动期间,贮气罐向气缸进气腔充气,同时气缸进气腔的气体体积膨胀,推动活塞运动做功,使活塞获得动能。因此,气缸进气腔的气体进行的是对外做功的绝热膨胀充气过程。实际上该过程需要考虑:绝热充气对气缸进气腔气体状态的影响、绝热膨胀对气体状态的影响、对外做功使活塞获得的动能对气体状态的影响。根据题目给出的条件,气缸活塞运动速度足够快,因此可以忽略活塞运动时贮气罐向气缸进气腔的充气,同时按题目条件忽略活塞动能和摩擦力,最后将活塞运动期间的气缸进气腔的气体的状态变化过程简化为绝热膨胀过程。

解 (1)气缸中气体压力由 p_1 充到 p_2 的时间 $t = t_1 - t_2$,其中 t_1 为压力由 p_1 变为 p_0 经过的时间, t_2 为压力由 p_2 变为 p_0 经过的时间,有

$$t_1 = (1.285 - p_1/p_0)\tau$$

$$t_2 = (1.285 - p_2/p_0)\tau$$

且有

$$\tau = 5.217 \times 10^{-3} \frac{V}{kS} \sqrt{\frac{273}{T_0}}$$

故

$$\begin{aligned} t &= t_1 - t_2 = (p_2/p_0 - p_1/p_0)\tau \\ &= \left(\frac{0.5 \times 10^6}{1.0 \times 10^6} - \frac{0.1 \times 10^6}{1.0 \times 10^6} \right) \times 5.217 \times 10^{-3} \times \frac{0.8 \times 10^{-3}}{1.4 \times 10 \times 10^{-6}} \sqrt{\frac{273}{293}} \text{ s} \\ &= 0.12 \text{ s} \end{aligned}$$

当 $T_1 = T_0$ 时,气缸绝热充气到 $0.5 \times 10^6 \text{ Pa}$ 时的温度

$$T_2 = \frac{kT_0}{1 + (k-1)(p_1/p_2)}$$

$$= \frac{1.4 \times 293}{1 + (1.4 - 1)(0.1 \times 10^6 / 0.5 \times 10^6)} \text{ K}$$

$$= 380 \text{ K}$$

充入气缸中的气体质量

$$\Delta m = m_2 - m_1 = \frac{p_2 V}{RT_2} - \frac{p_1 V}{RT_1} = \frac{V}{kRT_0}(p_2 - p_1)$$

$$= \frac{0.8 \times 10^{-3}}{1.4 \times 287 \times 293} (0.5 \times 10^6 - 0.1 \times 10^6) \text{ kg} = 2.7 \times 10^{-3} \text{ kg}$$

(2) 因活塞运动使气缸内气体绝热膨胀, 状态发生变化。

压力

$$p_3 = \left(\frac{V}{V'}\right)^k p_2 = \left(\frac{0.8 \times 10^{-3}}{4 \times 10^{-3}}\right)^{1.4} \times 0.5 \times 10^6 \text{ Pa} = 0.05 \times 10^6 \text{ Pa}$$

温度

$$T_3 = \left(\frac{V}{V'}\right)^{k-1} \times T_2 = \left(\frac{0.8 \times 10^{-3}}{4 \times 10^{-3}}\right)^{1.4-1} \times 380 \text{ K} = 200 \text{ K}$$

贮气罐对装有上述状态气体的气缸绝热充气, 充气压力最高可充至贮气罐中压力 $p_4 = 1.0 \times 10^6 \text{ Pa}$, 此时气缸内的温度

$$T_4 = \frac{kT_3}{\frac{T_3}{T_0} + \left(k - \frac{T_3}{T_0}\right)(p_3/p_0)}$$

$$= \frac{1.4 \times 200}{\frac{200}{293} + \left(1.4 - \frac{200}{293}\right) \times \frac{0.05 \times 10^6}{1.0 \times 10^6}} \text{ K} = 390 \text{ K}$$

再次充气到贮气罐压力的时间

$$t' = \left(1.285 - \frac{p_3}{p_0}\right) \times \tau$$

$$= \left(1.285 - \frac{0.05 \times 10^6}{1.0 \times 10^6}\right) \times 5.217 \times 10^{-3} \times \frac{4 \times 10^{-3}}{1.4 \times 10 \times 10^{-6}} \sqrt{\frac{273}{293}} \text{ s}$$

$$= 1.78 \text{ s}$$

再次充气的充气量

$$\Delta m' = m'_2 - m'_1 = \frac{V}{kRT_0}(p_4 - p_3)$$

$$= \frac{4 \times 10^{-3}}{1.4 \times 287 \times 293} (1.0 \times 10^6 - 0.05 \times 10^6) \text{ kg}$$

$$= 0.032 \text{ kg}$$

例 11-7 气缸放气腔原始状态为: 容积 $V = 4 \times 10^{-3} \text{ m}^3$, 绝对压力 $p_1 = 0.6 \times 10^6 \text{ Pa}$, 温度

$T_1 = 300 \text{ K}$ 。该放气腔通过有效截面积 $S = 5 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ 的阀门接通大气,大气压力 $p_a = 0.1013 \times 10^6 \text{ Pa}$,问经过多少时间该容腔放气完毕。放气完毕时,容腔中的温度为多少?

解 放气临界压力 $p_c = 1.893 \text{ Pa} = 0.192 \times 10^6 \text{ Pa}$

放气时间常数

$$\tau = 5.217 \times 10^{-3} \frac{V}{kS} \sqrt{\frac{273}{T_1}} = 5.217 \times 10^{-3} \times \frac{4 \times 10^{-3}}{1.4 \times 5 \times 10^{-6}} \sqrt{\frac{273}{300}} \text{ s} = 2.84 \text{ s}$$

放气时间

$$\begin{aligned} t &= \left\{ \frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_1}{p_c} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - 1 \right] + 0.954 \left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \right\} \tau \\ &= \left\{ \frac{2 \times 1.4}{1.4-1} \left[\left(\frac{0.6 \times 10^6}{0.192 \times 10^6} \right)^{\frac{1.4-1}{2 \times 1.4}} - 1 \right] + 0.954 \left(\frac{0.6 \times 10^6}{0.1013 \times 10^6} \right)^{\frac{1.4-1}{2 \times 1.4}} \right\} \times 2.84 \text{ s} \\ &= 7 \text{ s} \end{aligned}$$

将放气视为绝热过程,放气后容腔中的温度

$$T_2 = T_1 \times \left(\frac{p_a}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 300 \times \left(\frac{0.1013 \times 10^6}{0.6 \times 10^6} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} \text{ K} = 180 \text{ K}$$

例 11-8 空气由温度为 300 K 的大容器中流出,当流速为 50 m/s 时,求流动空气的温度、流动空气的密度变化和压力变化。当空气流动速度分别为 100 m/s 和 200 m/s 时,流动空气的温度、压力变化、密度变化又如何?

解 由理想气体伯努利方程

$$\frac{v^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p}{\rho} = \text{常量}$$

及理想气体状态方程

$$p = \rho RT$$

推出两个流动截面的伯努利方程

$$\frac{v_0^2}{2} + \frac{k}{k-1} RT_0 = \frac{v_1^2}{2} + \frac{k}{k-1} RT_1$$

式中: v_0 为大容器中的流动速度,因大容器中无流动,故 $v_0 = 0$ 。

将 $v_1 = 50 \text{ m/s}$ 带入上式中,得到 $v_1 = 50 \text{ m/s}$ 时流动气体的温度

$$T_1 = T_0 - \frac{k-1}{kR} \times \frac{v_1^2}{2} = 300 - \frac{1.4-1}{1.4 \times 287} \times \frac{50^2}{2} \text{ K} = 298 \text{ K}$$

气体流动为绝热流动,由气体绝热过程方程和状态方程得到绝热流动气体的密度、压力和温度的关系

$$\frac{T_1}{T_0} = \left(\frac{\rho_1}{\rho_0} \right)^{k-1} = \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

当 $v_1 = 50 \text{ m/s}$ 时的流动气体的压力变化

$$\frac{p_0 - p_1}{p_0} = 1 - \frac{p_1}{p_0} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_0} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 1 - \left(\frac{298}{300} \right)^{\frac{1.4}{1.4-1}} = 2.3\%$$

当 $v_1 = 50 \text{ m/s}$ 时的流动气体的密度变化

$$\frac{\rho_0 - \rho_1}{\rho_0} = 1 - \frac{\rho_1}{\rho_0} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_0} \right)^{\frac{1}{k-1}} = 1 - \left(\frac{298}{300} \right)^{\frac{1}{1.4-1}} = 1.7\%$$

因此,流动速度小于 50 m/s 的流动可视为不可压缩气体流动。

当流速 $v = 100 \text{ m/s}$ 时,同理可得到流动气体温度为 295 K 、压力变化为 5.7% 、密度变化为 4.1% 。

当流速 $v = 200 \text{ m/s}$ 时,流动气体温度为 280 K 、压力变化为 20% 、密度变化为 15.8% 。此时,应考虑气体密度变化对气体流动的影响。

例 11-9 如图 11-1 所示气动系统,管道为瓦斯管,内径 10 mm ,除元件外的管道总长为 10 m ,其中进气管道长 5 m ,已知各元件的有效截面积 $S_1 = S_2 = 60 \text{ mm}^2$,单向阀开启时 $S_3 = S_4 = 40 \text{ mm}^2$,单向阀关闭时 $S'_3 = S'_4 = 10 \text{ mm}^2$ 。求从贮气罐到气缸进气端的合成有效截面积和贮气罐之后的气动系统总的合成有效截面积。

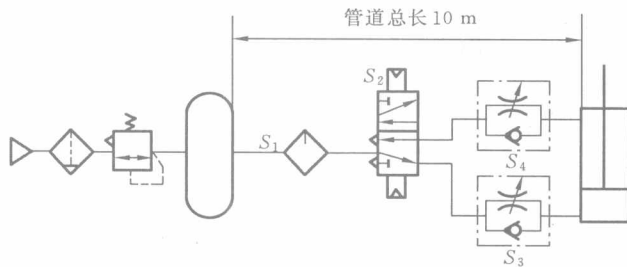


图 11-1 气动系统

解 因进气管道长 $L_1 = 5 \text{ m}$,内径 $d = 10 \text{ mm}$,长径比 $L_1/d = 500$,由图 11-2 中曲线 3 查得收缩系数 $\alpha'_1 = 0.28 = S_{\text{管}}/S_0$ 。于是进气管道有效截面积

$$S_{\text{管}} = \alpha'_1 S_0 = \alpha'_1 \times \frac{\pi d^2}{4} = 0.28 \times \frac{3.14 \times 10^2}{4} \text{ mm}^2 = 22 \text{ mm}^2$$

根据串联元件有效截面积计算公式得到气缸进气端的合成有效截面积

$$\frac{1}{S_{\text{进}}^2} = \sum_{i=1}^4 \frac{1}{S_i^2} = \frac{1}{S_1^2} + \frac{1}{S_2^2} + \frac{1}{S_3^2} + \frac{1}{S_4^2} = \left(\frac{1}{60^2} + \frac{1}{60^2} + \frac{1}{40^2} + \frac{1}{22^2} \right) \frac{1}{\text{mm}^2}$$

求得

$$S_{\text{进}} = 17.6 \text{ mm}^2$$

因管道总长 $L = 10 \text{ m}$,内径 $d = 10 \text{ mm}$,长径比 $L/d = 1000$,由图 11-2 中曲线 3 查得收缩

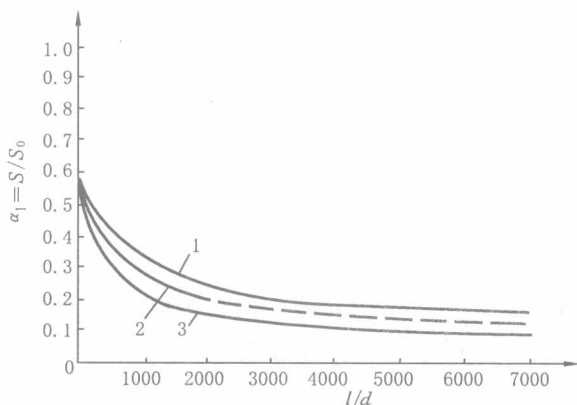


图 11-2 管长 \$L\$、管路内径 \$d\$ 与有效截面积的关系曲线

1—\$d=11.6\times 10^{-3}\$ m 的具有涤纶编织物的乙烯软管；

2—\$d=2.52\times 10^{-3}\$ m 的尼龙管；3—\$d=1/14''-1''\$ 的瓦斯管

系数 \$\alpha'_2=0.22=S'_{\text{管}}/S_0\$。于是管道有效截面积

$$S'_{\text{管}} = \alpha'_2 S_0 = \alpha'_2 \times \frac{\pi d^2}{4} = 0.22 \times \frac{3.14 \times 10^2}{4} \text{ mm}^2 = 17.3 \text{ mm}^2$$

根据串联元件有效截面积计算公式得总合成有效截面积

$$\frac{1}{S_{\text{总}}^2} = \sum_{i=1}^6 \frac{1}{S_i^2} = \frac{1}{S_1^2} + \frac{1}{S_2^2} + \frac{1}{S_3^2} + \frac{1}{(S'_{\text{管}})^2} + \frac{1}{(S'_4)^2} + \frac{1}{S_2^2}$$

$$\text{求得 } S_{\text{总}} = \left(\frac{1}{60^2} + \frac{1}{60^2} + \frac{1}{40^2} + \frac{1}{17.3^2} + \frac{1}{10^2} + \frac{1}{60^2} \right)^{-1} \text{ mm}^2 = 8.2 \text{ mm}^2$$

例 11-10 从室温 \$18^\circ\text{C}\$ 时把压力为 \$1\text{ MPa}\$ 的压缩空气通过有效截面积为 \$25\text{ mm}^2\$ 的阀门，充入容积为 \$100\text{ L}\$ 的气罐中，压力从 \$0.25\text{ MPa}\$ 上升到 \$0.4\text{ MPa}\$ 时，充气时间及气罐内的温度 \$T_2\$ 为多少？当降至室温后罐内压力为多少？（由教材习题 11-3 改动而来）

解 气源的绝对压力

$$p_0 = (1 + 0.1013) \times 10^6 \text{ Pa}$$

气罐内初始绝对压力

$$p_1 = (0.25 + 0.1013) \times 10^6 \text{ Pa} = 0.3513 \times 10^6 \text{ Pa}$$

充气终止绝对压力

$$p_2 = (0.4 + 0.1013) \times 10^6 \text{ Pa} = 0.5013 \times 10^6 \text{ Pa}$$

气源绝对温度

$$T_0 = (18 + 273) \text{ K}。$$

气源向容器充气,容器内气体压力由 p 充到 p_0 (气源压力)所需的时间 t 为

$$\begin{cases} t = t_1 + t_2 \\ t_1 = (0.528 - p/p_0)\tau \\ t_2 = 0.757\tau \\ t = (1.285 - p/p_0)\tau \\ \tau = 5.217 \times 10^{-3} \frac{V}{kS} \sqrt{\frac{273}{T_0}} \end{cases}$$

式中: p_0 为气源的绝对压力(Pa); p 为容器中的初始绝对压力(Pa); τ 为充气放气过程时间常数(s); V 为容器体积(m^3); S 为管道有效截面积(m^2); T_0 为气源的绝对温度(K); $k=1.4$ 。使用上面一组式子时,应注意 p 的范围为: $p \leq 0.528 p_0$ 。

计算充气放气时间常数

$$\begin{aligned} \tau &= 5.217 \times 10^{-3} \frac{V}{kS} \sqrt{\frac{273}{T_0}} \\ &= 5.217 \times 10^{-3} \frac{0.1}{1.4 \times 25 \times 10^{-6}} \sqrt{\frac{273}{18 + 273}} \text{ s} \\ &= 13.5 \text{ s} \end{aligned}$$

由绝对压力 p_1 充气到气源压力 p_0 需要的时间

$$\begin{aligned} t' &= (1.285 - p_1/p_0)\tau \\ &= (1.285 - 0.3513 \times 10^6 / 1.1013 \times 10^6) \times 13.5 \text{ s} \\ &= 13 \text{ s} \end{aligned}$$

由绝对压力 p_2 充气到气源压力 p_1 需要的时间

$$\begin{aligned} t'' &= (1.285 - p_2/p_0)\tau \\ &= (1.285 - 0.5013 \times 10^6 / 1.1013 \times 10^6) \times 13.5 \text{ s} \\ &= 11.2 \text{ s} \end{aligned}$$

由绝对压力 p_1 充气到绝对压力 p_2 需要的时间

$$t = t' - t'' = (13 - 11.2) \text{ s} = 1.8 \text{ s}$$

$T_1 = T_0 = (18 + 273)^\circ\text{C}$, 气罐由 0.25 MPa 充气到 0.4 MPa 时的温度

$$\begin{aligned} T_2 &= \frac{kT_0}{1 + (k-1)(p_1/p_2)} \\ &= \frac{1.4 \times (18 + 273)}{1 + (1.4 - 1) \times \frac{0.3513 \times 10^6}{0.8013 \times 10^6}} \text{ K} \\ &= 318 \text{ K} \end{aligned}$$

气罐降至室温的过程为等容过程,其压力变为

$$p_3 = p_2 \frac{T_3}{T_2} = (0.4 + 0.1013) \times \frac{18 + 273}{318} \text{ MPa} = 0.459 \text{ MPa}$$

提示 气动系统常采用上面的方法提高充气速度。若采用 0.7 MPa 的气源对 0.25 MPa 的气罐充气,其他条件不变,则需要充气 7.9 s。

第 12 章

气源装置和辅助元件

12.1 内容提要

本章主要介绍了气源装置、辅助元件和气动系统的管道设计三部分内容。要求掌握气压发生装置——空压机的分类、组成、结构、工作原理和选用原则,了解压缩空气处理装置中后冷却器、油水分离器、贮气罐和干燥器的结构和功能。

要求掌握气动三大件中油雾器和分水滤气器的结构、工作原理和选用原则。

气动系统的管道设计为选学内容。

12.2 重点难点分析

1. 气源装置

气源装置是产生、处理和贮存压缩空气的装置,它为气动系统提供足够清洁、干燥且具有一定压力和流量的压缩空气。

气源装置分为两部分,即气压发生装置和压缩空气处理装置。气压发生装置为空压机,它将原动机输出的机械能转化为气体的压力能。空压机输出的压缩空气经过压缩空气处理装置处理,除去其中的油分、水分、灰尘等杂质,并经降温、干燥,达到一定的品质要求后,才能被气动系统使用。气源装置的设备全部集中在独立的压缩空气站中,为整个工厂或车间提供压缩空气。

2. 辅助元件

辅助元件包括过滤器、油雾器、消声器及管路附件和其他辅助元件。

由空压站统一提供的压缩空气质量往往不能满足不同气动设备的要求,因此,根据不同用气设备对压缩空气质量的要求,还需要配置气动三大件。气动三大件为:分水滤气器、减压阀和油雾器。气动三大件对压缩空气进行最后处理——过滤、减压、加润滑油。气动三大件根据每台用气设备对压缩空气的要求而配置,可以单件、两件或三件同时使用。气动三大件经无管化连接所得的为三联件,其中的两件经无管化连接所得的为两联件。

分水滤气器除可滤去空气中的灰尘杂质外,还可将空气中的水分分离出来。其主要性能指标包括过滤度、水分离率、滤灰效率和流量特性。

减压阀在系统中起减压和稳压作用,其工作原理与液压减压阀相似,应用广泛,是气动装置不可缺少的元件。

油雾器是一种特殊的注油装置,当压缩空气流过时,它将润滑油喷射成雾状,随压缩空气一起流经需要润滑的部件(如执行元件、控制滑阀等)。气动系统中含有气动仪表、逻辑元件等的支路不需要安装油雾器。油雾器的性能指标有流量特性、起雾油量、油雾粒度等。

消声器是通过阻尼或增加排气面积来降低排气速度和功率,从而降低噪声的。常用的是铜颗粒烧结成形的吸收型消声器。

管道连接件包括管子和管接头,管子中硬管有铁管、钢管、黄铜管、紫铜管、硬塑料管等,软管有塑料管、尼龙管、橡胶管、挠性金属管等,常用紫铜管和尼龙管。与液压管接头类似,不同管子对应有不同的管接头。

其他辅件包括:转换器、延时器和程序器等。

3. 气动系统的管道

气动系统的管道主要包括:压缩空气站内配管、厂区内配管、厂房车间内配管。气动系统管道应根据现场实际情况和气动管道的特点因地制宜地布置。气动系统管道的管径主要根据流量、流速及压力损失确定,管道的壁厚由强度确定。

12.3 典型例题

例 12-1 工业使用的空气状态可视为标准状态,此状态下空气含有的水分仅占 1.5%。但是,对气压传动系统不能忽略该成分的影响,试说明原因。

解 标准状态空气的相对湿度为 65%,此时,空气中的水分为气态。随着气压传动系统的工作介质——压缩空气的状态变化(特别是温度的变化),进入气压传动系统的空气会因水分饱和而析出液态水分,甚至结冰。气动系统长期工作,由空气中水分形成的液态水和固态冰将聚集在一起,并在气体压力作用下进入气压传动系统的各元器件,堵塞阻尼小孔、阻塞管道、锈蚀元器件,影响气压传动系统的正常工作。因此,空气中水分含量虽少,对气压传动系统却

必须考虑它的影响。

例 12-2 说明经过空压站中每个气源装置和设备后的空气组成和状态。

解 空压站中气源装置和设备的布置如图 12-1 所示。

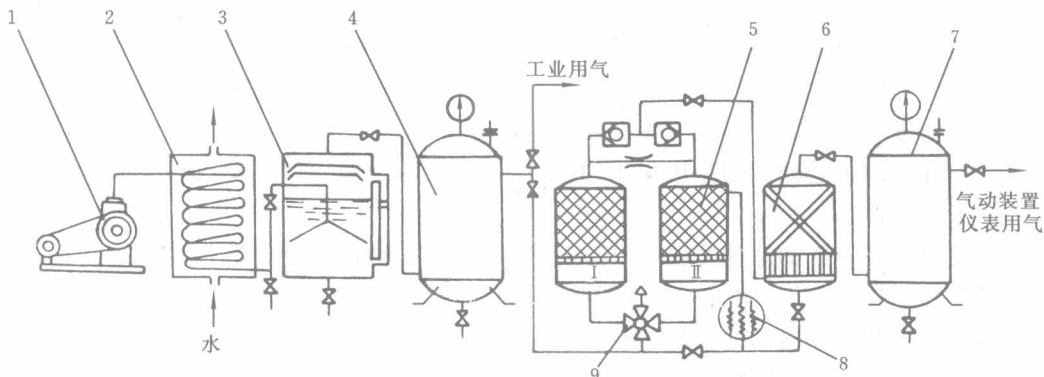


图 12-1 气源装置的组成和布置示意图

1—空压机；2—后冷却器；3—油水分离器；4、7—贮气罐；

5—干燥器；6—过滤器；8—加热器；9—四通阀

设进入空压机的空气为标准状态的空气，空气状态为：温度 20°C ，压力 $0.1013 \times 10^6 \text{ Pa}$ ，相对湿度 65%；空气的组成为：干空气（78% 的氮气、21% 氧气、1% 惰性气体和二氧化碳）占 98.5%、水蒸气占 1.5%、灰尘所占比例视空气质量而定。

为提高空气的压力，将机械能转化为气体的压力能，必须用空压机 1 将空气压缩。在压缩过程中，空气的压力提高，温度提高到 $140^{\circ}\text{C} \sim 170^{\circ}\text{C}$ ，而空压机中的润滑油也部分成为油气（气态）和小油滴（液态）随压缩空气一起排出，成为压缩空气的新成分。此时，由于温度（超过 100°C ）较高，压缩空气中需要除去的成分主要以气态形式存在，并与干空气混合，不易被滤除。

在空压机 1 后设置后冷却器 2，降低压缩空气的温度，使需要除去的成分部分凝结成为液态。压缩后的空气经过降温，其中的水蒸气达到饱和，析出液态水，油分全部成为液态。由于压缩空气的流动，其中的液态成分都以小液滴的形式随着空气流动。此时，压缩空气的组成为：原有的干空气成分、此温度和压力下的饱和水蒸气、小水滴、小油滴和灰尘。

油水分离器 3 将压缩空气中较重的固体颗粒和绝大部分的液态油水从气体中分离。但是，仍有部分的微小液滴和轻微的灰尘随压缩空气流动排出。此时，压缩空气的组成为：原有的干空气成分、饱和水蒸气、微小液（油、水）滴和轻微的灰尘。

贮气罐 4 可沉淀部分液体和固体成分，其输出的压缩空气和油水分离器 3 输出的压缩空气组成成分基本相同，可以作为一般工业用气。

采用吸附式干燥器 5 能吸收压缩空气中的液态和气态的水分，并能吸附压缩空气中的部分灰尘和微小油滴。干燥器 5 输出的压缩空气组成为：干空气、水蒸气（相对湿度较低）、很少

的微雾液滴和轻微灰尘。

压缩空气中的微雾液滴和轻微灰尘经过过滤器6进一步滤除和贮气罐7的沉淀,再经空压站的另一个输出口输出压缩空气。该压缩空气为相对湿度较低的湿空气,可作为气动仪表、逻辑元件、射流元件等组成的气动系统用气。

例 12-3 为何压缩空气可以由空压站集中供气并远距离输送? 这种供气方式有何优点?

解 由于空气的粘度很小,即使远距离输送,空气在管道中的压力损失也很小,所以可采用空压站集中供气。空压站中的装置和设备大多包含有压力容器,从安全角度考虑,这些设备必须与生产设备分离,单独布置,远距离送气。

其优点是节省投资成本、便于安排专人日常管理和维护、便于提高压缩空气的质量和流量稳定性、减少主厂区噪声污染。

例 12-4 指出图 12-2 所示的供气系统的错误,正确布置并说明各元件的名称和作用。

解 各元件的名称及作用如下。

元件 1——分水滤气器,滤去空气的固态灰尘、杂质,分离空气中的液态水分。

元件 2——减压阀,起减压作用,按用气设备要求调整压力。

元件 4——油雾器,一种特殊的注油装置,它将润滑油在高速气流中雾化,并随压缩空气进入需要润滑的部件,达到润滑的目的。

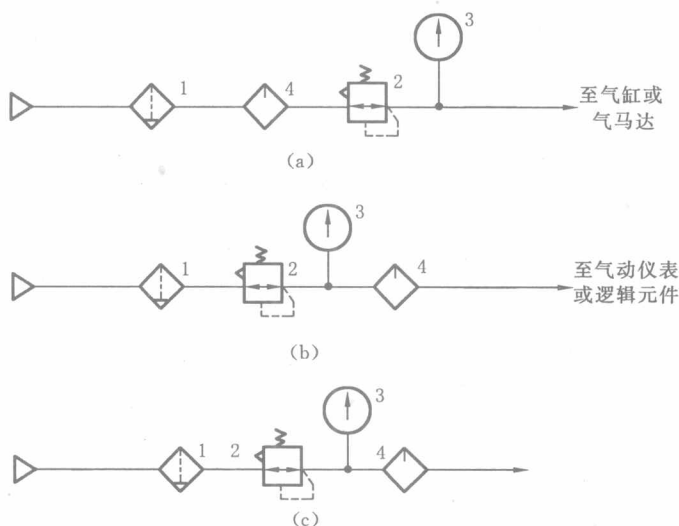


图 12-2 供气系统

供气系统的错误:

图 12-2(a)中应将油雾器布置在减压阀之后,尽量接近需要润滑的元件。正确布置如图 12-2(c)所示。

图 12-2(b)中,因用气设备为气动仪表或逻辑元件,不需要润滑,因此应删去油雾器。

例 12-5 说明气动三大件的选用原则。

解 分水滤气器、减压阀和油雾器一起称为气动三大件,它是每台气动设备中不可缺少的压缩空气处理装置。所选用的气动三大件应与气动设备对压缩空气的质量要求相适应,配置过低,会使气动设备事故频繁、寿命缩短,配置过高则会增加设备成本。

对于分水滤气器,主要根据气动设备所需的过滤度和所需的自由空气流量,其次还有压力-流量特性、水分离效率等来选用。

选用减压阀时,根据气动设备的调压精度和调压范围来选择减压阀的形式,根据气动设备最大用气量来选择减压阀通径。

对于油雾器,主要根据气动设备所需油雾粒径大小和空气流量来选择。

如果气动设备中有气动仪表、逻辑元件、射流元件、高级喷涂装置、食品行业设备、药品行业设备等不需要润滑油的元件和装置,选用气动三大件时只用选择分水滤气器和减压阀。

第 13 章

气动执行元件

13.1 内 容 提 要

气动执行元件是将压缩空气的压力能转换为机械能输出的装置,包括作直线运动的气缸和作回转运动的气马达。

13.2 重点难点分析

1. 气缸的分类

气缸分为单作用气缸、双作用气缸和特殊气缸。在了解各类气缸工作原理和特点的基础上,还应掌握普通单、双作用气缸的基本参数(气缸作用力、气缸内径、活塞杆径、气缸壁厚、耗气量和缓冲)的计算。

2. 气马达的分类

气马达按结构形式分为叶片式、活塞式、齿轮式和摆动式。最常用的是叶片式和径向活塞式,叶片式气马达为高速马达,活塞式气马达为低速大扭矩马达。在了解气马达工作原理的基础上,应注意气马达特性曲线具有的软特性,即气马达的各特性参数均随外负载的变化而显著变化。

13.3 典 型 例 题

例 13-1 分析比较气缸与液压缸的速度、推力特性的不同之处。

解 (1) 液压缸的推力特性。液压缸机械效率较高(98%~100%),一般可以认为,液压缸的输出推力 $F = p_1 A_1 - p_2 A_2$, 当液压缸回油口接油箱时,则 $p_2 = 0$, $F = p_1 A_1$ 。 $p_1 = F/A_1$ 称为负载压力,即液压缸的压力由负载确定。若负载不变化,液压缸的压力 p_1 和推力 F 为定值。

(2) 气缸的推力特性。有压缩空气进入的气缸进气腔,经过绝热充气并对外做功(克服摩擦力做功、克服外负载做功、克服排气腔压力做功、使可动部件获得动能)的状态变化过程,得到进气腔的气体压力 p_1 。可见,与进气腔的气体压力 p_1 有关的因素包括进气管节流开口、进气腔容积、气源压力和温度、进气腔初始压力和温度、外负载、排气腔压力、摩擦力、可动部件质量等。气缸排气腔的气体经过被压缩的绝热排气状态变化过程,得到排气腔气体压力 p_2 。影响排气腔的气体压力 p_2 的因素包括进气腔对活塞的作用力、排气腔初始压力和温度、排气腔容积、排气管节流开口等。

气缸的推力 $F = p_1 A_1 - p_2 A_2$ 。除了外负载 F 、可动件质量、进排气节流开口、摩擦力等的影响外,气缸两腔的压力还随着气缸两腔的容积(活塞的位置)、温度而变化。由于理论计算的困难,引入负载率 η 的概念,气缸推力 $F = \eta A p$,一般取 $\eta = 0.3 \sim 0.5$ 。

(3) 液压缸的速度特性。不考虑泄漏,液压缸的速度表示为 $v = q/A$,其中 q 为进入液压缸的流量, A 为液压缸的有效作用面积。由于液体近似为不可压缩,可知液压缸的速度只由流量 q 决定,与工作压力无关。在液压回路中,流量 q 由节流调速回路或容积调速回路确定,因此,液压缸的速度稳定,调节、控制容易。

(4) 气缸的速度特性。气缸进、排气两腔的压力差作用于活塞产生的加速度,是导致气缸运动的原因。

气缸进气腔压力随着压缩空气的充入而增高,气缸排气腔压力随着腔内气体的排放而降低。由于气体的可压缩性,通过改变气缸两腔的容积,活塞的运动同样影响气缸两腔的压力,其效果是使进气腔压力降低、排气腔压力增高。因此,气体的充入、排放对气缸两腔压力的影响和活塞运动对气缸两腔压力的影响正好相反。

在气缸运动过程中,随着压缩空气充入进气腔和排气腔排放气体,气缸两腔的压力差增大,活塞加速运动。随着活塞运动速度的增加,气缸两腔的压力差减小。当气缸两腔压力相等时,加速度由正变为零,活塞运动速度达到最大值。

现在分析气缸能否维持这种两腔压力相等、活塞速度最大的状态。设气缸的充气量和排气量为定值。此时,由于气缸的进气腔容积已经变大,同样的充气量充入容积变大的进气腔后引起进气腔气体压力增大的效果减小;排气腔的体积已经变小,同样的排气量引起排气腔气体压力降低的效果增强。因此,气缸不能维持这种两腔压力相等、速度最大的状态,会出现进气腔压力小于排气腔压力的状态。因此,当活塞速度达到最大值后,由于气缸两腔压力差为负值,活塞作加速度为负值的运动,活塞速度将降低。

随着活塞速度减小,进气腔压力上升,排气腔压力降低。当再次出现两腔压力相等的状态时,气缸速度达到最小值。之后,活塞又开始出现加速运动。

由上面的分析可知,气缸活塞的运动有加速、减速交替的现象,这种现象的反复出现,使气缸活塞逐渐趋于平均速度。

例 13-2 借助重力返回的垂直柱塞式气缸内径 $D=100\text{ mm}$, 活塞杆直径 $d=50\text{ mm}$, 工作压力 $p=0.6\text{ MPa}$, 负载率 $\eta=0.3$ 。求气缸推力。

解 气缸推力

$$F = Ap\eta = \frac{\pi}{4}d^2 \times p \times \eta = \frac{\pi}{4} \times (50 \times 10^{-3})^2 \times 0.6 \times 10^6 \times 0.3\text{ N} = 353.4\text{ N}$$

例 13-3 单活塞杆双作用气缸内径 $D=100\text{ mm}$, 活塞杆直径 $d=32\text{ mm}$, 工作压力 $p=0.5\text{ MPa}$, 负载率 $\eta=0.5$ 。求该气缸的推力和拉力。

解 气缸推力

$$F_{\text{推}} = \frac{\pi}{4}D^2 p\eta = \frac{\pi}{4} \times (100 \times 10^{-3})^2 \times 0.5 \times 10^6 \times 0.5\text{ N} = 1\,963.5\text{ N}$$

气缸拉力

$$F_{\text{拉}} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)p\eta = \frac{\pi}{4} \times (100^2 - 32^2) \times 10^{-6} \times 0.5 \times 10^6 \times 0.5\text{ N} = 1\,762.4\text{ N}$$

例 13-4 例题 13-3 中的气缸推动质量为 $m=100\text{ kg}$ 的物体运动, 忽略摩擦力, 当速度达到 $v=2\text{ m/s}$ 时, 求气缸最小运动行程 L 。

解 根据能量平衡方程

$$F_{\text{推}} \times L = \frac{1}{2}mv^2$$

其中

$$F_{\text{推}} = 1\,963.5\text{ N}$$

得

$$L = \frac{mv^2}{2F_{\text{推}}} = \frac{100 \times 2^2}{2 \times 1\,963.5}\text{ m} = 0.1\text{ m}$$

例 13-5 单杆双作用气缸内径 $D=100\text{ mm}$, 活塞杆直径 $d=32\text{ mm}$, 行程 $L=200\text{ mm}$, 双向作用时压力 $p=0.5\text{ MPa}$, 容积效率 $\eta_v=0.95$, 求气缸往返一次的自由空气消耗。设气缸进气腔充气前的状态为空气的标准状态。

解 气缸往返一次, 工作气体的体积变化

$$\begin{aligned} V &= \frac{V_{\text{往}} + V_{\text{返}}}{\eta_v} = \left[\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) + \frac{\pi}{4}D^2 \right] L / \eta_v \\ &= \left[\frac{\pi}{4}(100^2 - 32^2) \times 10^{-6} + \frac{\pi}{4} \times 100^2 \times 10^{-6} \right] \times \frac{200 \times 10^{-3}}{0.95}\text{ m}^3 \\ &= 3.138 \times 10^{-3}\text{ m}^3 \end{aligned}$$

气缸从空气标准状态的大气压 p_0 、温度 T_0 绝热充气到 $p=0.5\text{ MPa}$ (表压)后的温度

$$T_2 = \frac{kT_0}{1 + (k-1)\frac{p_0}{p}} = \frac{1.4 \times (273 + 20)}{1 + (1.4 - 1) \times \frac{0.1013}{0.1013 + 0.5}}\text{ K} = 384\text{ K}$$

气缸的用气量

$$\begin{aligned}\Delta m &= m_2 - m_1 = \frac{pV}{RT_2} - 0 \\ &= \left[\frac{(0.1013 + 0.5) \times 10^6 \times 3.138 \times 10^{-3}}{287.1 \times 384} - 0 \right] \text{ kg} = 0.0171 \text{ kg}\end{aligned}$$

相当于自由状态下的空气体积为

$$\Delta V = \frac{\Delta m RT_0}{p_0} = \frac{0.0171 \times 287.1 \times (273 + 20)}{0.1013 \times 10^6} \text{ m}^3 = 0.0142 \text{ m}^3$$

例 13-6 水平放置的双作用单杆气缸推动质量 $m=80 \text{ kg}$ 的外负载运动, 气缸活塞速度 $v \leq 1 \text{ m/s}$ 。要求在气缸运动到行程末端时进行缓冲设计, 其中气缸内径 $D=0.1 \text{ m}$, 活塞杆直径 $d=0.032 \text{ m}$, 缓冲柱塞直径 $d'=0.05 \text{ m}$, 求缓冲柱塞长度 L 的最小值。设气缸进气腔绝对压力为 $p_1=0.5 \text{ MPa}$, 气缸排气腔绝对压力为 $p_2=0.3 \text{ MPa}$, 忽略气缸运动摩擦力和气缸运动部件自身质量。

解 根据能量平衡式

$$E_p \geq E_d + E_v \pm E_g - E_f$$

式中: E_g 为气缸非水平放置重力产生的能量, $E_g=0$;

E_f 为摩擦力消耗能量, $E_f=0$;

E_d 为进气腔的压力能, 且

$$E_{d \max} = (p_1 A_1 - p'_2 A_2) \times L$$

其中 A_1 为进气腔作用面积, A_2 为排气腔作用面积, p'_2 用最小值 p_2 ;

E_p 为缓冲装置吸收的能量, 且

$$E_p = \frac{k}{k-1} p_2 V \left[\left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

其中 V 为缓冲气室容积, p_3 为缓冲气室内气体被压缩最后达到的压力, 取 $p_3/p_2 = 5$;

E_v 为运动部件的动能, 且

$$E_v = \frac{1}{2} m v^2$$

得到方程

$$E_p = E_{d \max} + E_v$$

带入数据有

$$\begin{aligned}& \frac{1.4}{1.4-1} \times 0.3 \times 10^6 \times \frac{\pi}{4} \times (0.1^2 - 0.05^2) \times L \times \left(5^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right) \\ &= \frac{1}{2} \times 80 \times 1^2 + \frac{\pi}{4} \times [0.1^2 \times 0.5 \times 10^6 - (0.1^2 - 0.032^2) \times 0.3 \times 10^6] \times L\end{aligned}$$

解得

$$L = 0.022 \text{ m}$$

例 13-7 何谓气马达的额定功率？它与液压马达的额定功率的定义是否相同？

答 由于气马达的特性曲线具有软特性，当负载扭矩 T 为零时，输出的转速最大，输出功率为零；当负载扭矩等于气马达的最大扭矩时，气马达停转，输出功率亦为零。由此可知，气马达的最大扭矩和最大转速不会同时出现。最大功率出现在负载扭矩等于气马达最大扭矩的一半、转速等于气马达最大转速的一半的时候。一般将气马达的额定功率定义为 $P_s = 0.25 T_{\max} \omega_{\max}$ ；而将液压马达的额定功率定义为 $P_s = T_{\max} \omega_{\max}$ ，即额定功率出现在液压马达达到最大扭矩 T_{\max} 与最大转速 n_{\max} 之时。

第 14 章

气动控制元件

14.1 内容提要

本章主要介绍了常见气动控制元件的结构和工作原理,包括压力控制阀、流量控制阀、方向控制阀和气动逻辑元件。在学习时应注意与相对应的液压控制元件进行比较。

14.2 重点难点分析

1. 气动压力控制阀

气动压力控制阀包括减压阀、定值器、顺序阀和安全阀。

减压阀在气动系统中起调压和稳压作用,分为直动式和先导式两种。

安全阀也称溢流阀,与液压系统中的溢流阀工作原理相似。安全阀在气动系统中只用于控制系统的最高压力,即起安全保护作用,不能用于调节系统的工作压力。

定值器能够精确控制和稳定系统压力,常用于气动仪表和气动测量系统中。由于其流量较小、压力较小,在普通的传动系统中较少使用。

顺序阀可以用于控制气缸的自动顺序动作,但要注意气缸中压力变化的特点。

2. 气动流量控制阀

气动流量控制阀包括节流阀、单向节流阀和排气节流阀。其中节流阀和单向节流阀的结构和工作原理与液压阀基本相同,排气节流阀为气动系统独有。由于压缩空气的密度(在执行元件中)变化大,气动系统中流量控制阀对执行元件运动速度的控制能力远不如液压系统。因此,气动系统中常采用气液联动的方式来控制执行元件的速度,即用压缩空气作动力,用液压

流量阀和液压调速回路控制速度。

3. 气动方向阀

气动方向控制阀包括:单向型控制阀和换向型控制阀。

4. 气动逻辑元件

气动逻辑元件是专门用于实现逻辑控制功能的气动元件。气动逻辑元件的安装、连接尺寸、规格等已标准化,便于集成以实现气动逻辑控制。

14.3 典型例题

例 14-1 气动系统的调压阀与液压系统的调压阀有什么相同和不同之处?

解 相同点:

- (1)都能调整系统的工作压力;
- (2)都能稳定系统的工作压力;
- (3)不工作时,调压阀都是关闭的;
- (4)都有直动式和先导式两种形式。

不同点:

- (1)气动调压阀为减压阀,液压调压阀为溢流阀;
- (2)气动减压阀为出口反馈,液压溢流阀为入口反馈;
- (3)气动减压阀控制其出口压力并驱动其后的气动系统,当减压阀出口压力变高时,减压阀可通过溢流孔的溢流作用降低出口压力,可作为驱动气动系统执行元件的工作压力;作调压阀使用的液压溢流阀控制阀入口(泵出口)压力。

例 14-2 结合气缸的动特性,说明将气动顺序阀用于控制气缸的顺序动作时应注意哪些问题。

解 气缸的动特性显示:气缸的进气腔在刚启动和行程到终点两个阶段都会出现压力峰值。按气缸顺序动作要求,控制顺序阀动作的是气缸行程到终点的峰值压力。因此,在使用顺序阀控制气缸的自动顺序动作时,应避免气缸启动开始的峰值压力推动顺序阀而产生误动作。

例 14-3 对比液压系统,试说明气动流量控制阀控制气动执行元件运动速度的精度较低。

解 在液压系统中液压油为不可压缩流体,液压缸的运动速度 $v = q/A$ 。其中 q 为进入液压缸的流量, A 为液压缸的作用面积。由于液压缸的作用面积 A 不变,因此,在液压系统中采用节流阀和调速阀控制进入液压缸的流量 q ,就能直接控制液压缸的运动速度。

气动系统中压缩空气通过流量控制阀时也可将其近似视为不可压缩流体(压缩空气流速低于 100 m/s 时,其密度变化小于 5%),气动流量控制阀也能控制通过的压缩空气流量 q 。但是,气缸的运动是由气缸进、排气两腔的压力差作用于活塞产生的加速度引起的。气动流量控制阀控制的气缸进、排气流量只是影响气缸进、排气腔压力变化的因素之一。气缸两腔的体积变化同样能改变气缸两腔的压力,气缸两腔的体积随气缸活塞的运动而变化。因此,在气动系统中,即使不考虑摩擦力、外负载变化、气体的运动速度和活塞获得的动能、气体泄漏等因素,而且假定用流量控制阀能控制的稳定的进、排气流量,但是气缸的运动速度仍然随活塞的位置变化而变化。这也是气动系统中只有节流阀而没有调速阀的原因。

例 14-4 气动方向控制阀与液压方向控制阀有何相同与不同之处?

解 相同点:

- (1)都用于控制或切换工作介质的流动方向;
- (2)都有手动、机械、压力、电磁、电液或电气等操纵和控制方式;
- (3)都是通过改变流道的连通方式来改变其流动方向的;
- (4)阀芯结构都有滑阀式。

不同点:

- (1)气动换向阀除滑阀式外,还有截止式等多种形式;
- (2)气动换向阀的排气都直接排向大气或通过消音器排向大气,液压换向阀的回油必须接回油箱。

例 14-5 分别用气动换向阀和气动逻辑元件实现“与非”逻辑功能。

解 图 14-1 为用气动换向阀实现“与非”逻辑的原理图。

图 14-2 为用气动逻辑元件实现“与非”逻辑的原理图。

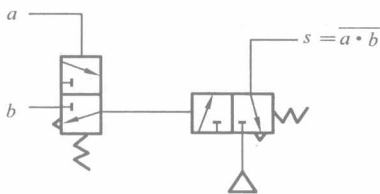


图 14-1 用气动换向阀实现“与非”逻辑的原理图



图 14-2 用气动逻辑元件实现“与非”逻辑的原理图

第 15 章

气动基本回路

15.1 内容提要

本章主要介绍基本的气动回路。气动回路主要分为:压力控制回路、速度控制回路、换向回路、气液联动回路、位置控制回路、安全保护回路、往复动作回路、延时回路和计数回路。

15.2 重点难点分析

各气动回路的特点

(1)气动压力控制回路用于调节和控制系统的压力。压力控制回路又分为一次压力控制回路和二次压力控制回路。一次压力控制回路采用溢流阀和电接点压力表控制储气罐内的最高压力;二次压力回路采用减压阀或三联件控制气动回路的工作压力。

(2)气动速度控制回路用于控制气动系统中执行元件的速度,分为速度控制和速度换接两类。在进行速度控制时,常用的方法是排气节流调速,其优点是执行元件运动平稳;一般不采用进气节流调速(易产生爬行)。在进行速度换接时,都是通过回路的转换,改变执行元件的排气通路,进而改变其速度的。

与液压系统不同,气动系统执行元件的速度除了与流量相关外,还与气缸活塞的位置及活塞可动件质量(动能)直接有关。因此,无论怎样控制流量,执行元件都不能获得稳定的运动速度。

(3)气动换向回路用于控制气动执行元件的启动、停止和改变运动方向。采用方向控制阀实现控制。

(4)气液联动回路的特点是:以气压为动力,通过特定装置将气压转换为液压,然后采用液

压的控制手段获得执行元件速度、位置、压力的有效控制。气液联动回路兼有气动和液压的优点,省去了液压系统动力源,避免了气动系统控制不够精确的缺点。

(5) 气动位置控制回路用于控制气动执行元件的位置。在气动系统中不易通过气动回路实现执行元件位置的精确控制,常采用辅助定位机构和多位缸的方式进行位置控制。

(6) 双手操作回路和互锁回路属于安全保护回路。双手操作回路要求操作者的双手同时给出控制信号,(冲压机械的)气动执行元件才快速运动,完成(冲压)工作行程,避免误操作对操作者双手的伤害。互锁回路是利用梭阀来控制气缸主换向阀切换,从而实现多缸互锁的。

(7) 往复运动回路分为单往复和连续往复回路。

(8) 气动延时回路和计数回路是利用气阀和逻辑元件实现气动延时和气动计数的回路。

15.3 典型例题

例 15-1 有人设计了如图 15-1 所示的两个气动回路用于控制两个气缸顺序动作。图 15-1(a) 中回路控制两缸动作顺序为:A 缸前进,B 缸前进同时 A 缸退回,B 缸退回。图 15-1(b) 中回路控制两缸动作顺序为:A 缸前进,B 缸前进,两缸同时退回。问:两个回路是否能正常工作?为什么?

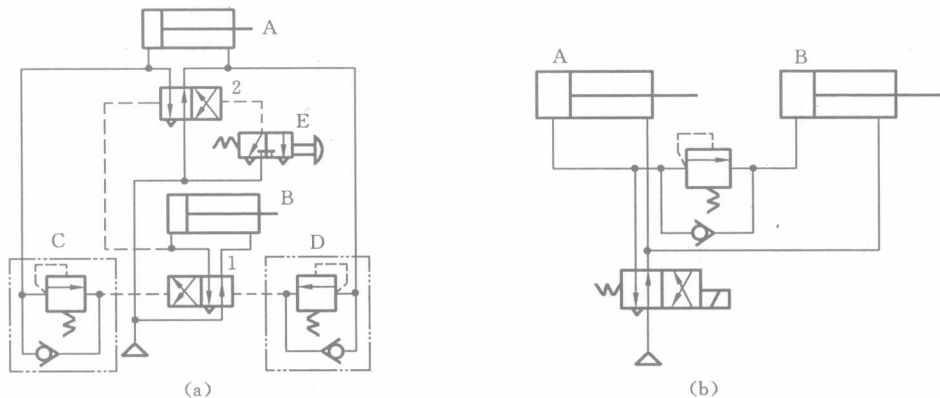


图 15-1 例 15-1 气动回路图

解 如图 15-1(a) 所示的回路不能正常工作,如图 15-1(b) 所示的回路能控制气缸的顺序动作。

图(a)回路中,当按下按钮 E 时,换向阀 2 换至右位工作,气源对 A 缸无杆腔充气。由于 A 缸无杆腔容积较小,且 A 缸活塞运动时存在摩擦力、负载和惯性,因此,在 A 缸活塞运动前,其无杆腔的压力将先接近气源压力。之后,随着 A 缸活塞的运动,A 缸无杆腔的压力下降。

当 A 缸到达行程终点时, A 缸无杆腔的压力将达到气源压力值。

单向顺序阀 C 的进气口与 A 缸无杆腔相通。由于 A 缸在活塞运动前,其无杆腔压力就能接近气源压力,因此阀 C 不用等到 A 缸达到行程终点就先开启,气压通过阀 C 到达换向阀 1 的左侧。阀 1 右侧的控制回路通过阀 D 的单向阀,换向阀 2 右位接通大气,阀 1 被换至左位工作。虽然 A 缸无杆腔压力会随着 A 缸的运动而下降,阀 C 关闭,但是,阀 C 在此之前的开启已经足以让阀 1 换向。

由于阀 1 和阀 2 都处于左位,气源同时向 A、B 两缸无杆腔供气,两缸将视负载、摩擦力大小而先后动作。如果 A 缸负载、摩擦力大,则 B 缸将先进,然后 A 缸再前进。这与预先设计的两缸动作顺序不同。

图(b)中回路工作原理如下。

当二位四通阀失电时,气缸 A、B 处于活塞杆缩回位置。当换向阀得电处于右位工作时,气源对 A 缸无杆腔充气, A 缸无杆腔压力变化过程与图(a)回路相同,即先接近气源压力,然后随着活塞运动而下降,当到达行程终点时, A 缸无杆腔中压力将达到气源压力值。

虽然在活塞运动前 A 缸无杆腔的压力将接近气源压力,也将使顺序阀开启,但是随着 A 缸活塞的运动,其无杆腔的压力将下降,顺序阀也随之关闭。顺序阀在 A 缸活塞运动前一瞬间的开启不足以使同样具有惯性的气缸 B 活塞运动。等到 A 缸到达行程终点时,其无杆腔压力上升为气源压力,顺序阀再次开启, B 缸无杆腔得到充足的压缩空气,其活塞才能前进。

当两缸都到达行程终点后,换向阀失电,气源向两缸有杆腔供气,两缸缩回(摩擦力小的先缩回)。

例 15-2 试绘出满足下列要求的气动回路:一双活塞杆气缸的活塞能左右运动,并在中间任一位置停止(不要求位置精度),且左右运动速度可调。

解 采用三位五通电磁换向阀,其左右两位分别控制气缸左、右运动, O 型中位控制气缸停止。采用排气节流方式调速。具体方案如图 15-2 所示。为降低排气噪音,可将排气口的节流阀更换为排气消音节流阀。

例 15-3 某一气动设备压力控制回路如图 15-3 所示,试说明回路的工作原理以及两减压阀的压力应如何调定。

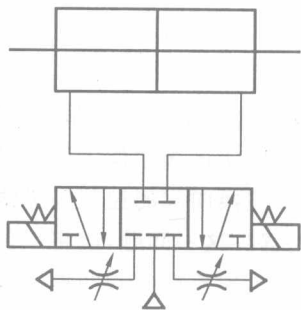


图 15-2 例 15-2 气动回路图

解 如图 15-3 所示,当二位三通阀 3 得电时,阀上位工作,减压阀 2 输出压缩空气,经过阀 3 进入气缸无杆腔,气缸活塞向下运动。气缸有杆腔气体使排气阀 4 快速开启,向外排气。

当二位三通阀 3 失电时,阀下位工作,气缸无杆腔通过阀 3 接通大气。减压阀 1 输出压缩空气经过阀 4 进入气缸有杆腔,推动活塞退回。减压阀 1 的调定压力可以很低,只需克服气缸活塞摩擦力和活塞自重即可。

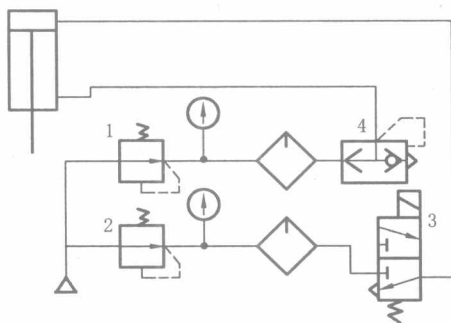


图 15-3 气动设备压力控制回路

回路通过两个调定压力不同的减压阀分别接在气缸的两腔,得到两种不同的驱动压力。

例 15-4 有人设计了一个双手控制气缸往复工作回路,如图 15-4(a)所示。问此回路能否工作?为什么?如果不能工作,需更换哪个阀?

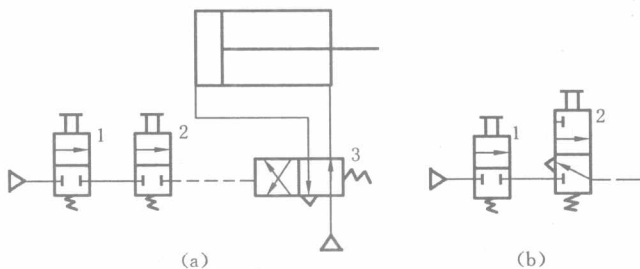


图 15-4 双手控制气缸往复工作回路

解 此回路不能工作。虽然双手控制二位二通阀上位工作,压缩空气作用在主控换向阀的左端,可使该阀左位工作,气缸活塞杆伸出,但是,当双手松开按钮、两个二位二通阀处于原位时,主控换向阀的控制气无法排出,该阀无法依靠弹簧力复位,因此气缸无法缩回。

为解决这一问题,应将二位二通阀换为二位三通阀,当双手松开按钮、两个手动换向阀处于原位时,主控换向阀的控制气通过阀 2 排出,该阀在弹簧力的作用下自动复位。经改正的部分回路如图 15-4(b)所示。

例 15-5 如图 15-5 所示为利用气液增压器提高压力容器内压力,对容器进行压力实验的回路。试说明其工作原理。

解 推动手动阀 1,使之处于上位工作,压缩空气进入气缸 3 的左腔,活塞伸出夹紧工件,气缸 3 右腔经阀 7 的单向阀、阀 1 排气。工件被夹紧后,气缸左腔压力升高,顺序阀 4 开启,气液增压器 2 在压缩空气的作用下输出压力油到被试容器内,即可对工件进行压力实验。试验结束,拉起手动阀 1,气液增压器在压缩空气作用下向左返回,被试容器内液体压力降为零压,

高位油箱 9 将通过单向阀 8 向气液增压器右腔补油。气液增压器活塞被迫回到终点, 气体压力增高, 开启顺序阀 7。气缸 3 的活塞收回, 松开被试容器, 之后打开截止阀 5, 将被试容器内的油液放回油箱 6。

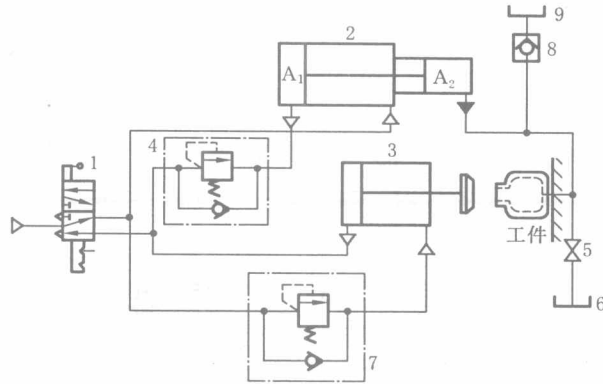


图 15-5 气动回路

第 16 章

气动系统设计

16.1 内容提要

本章是在前面几章的基础上,讲解应如何对所学知识加以应用,进而达到正确设计气动系统并选用气动元件、辅件、空压机等的目的。

本章主要内容为气动行程程序回路设计和气动系统设计。

16.2 重点难点分析

1. 行程程序控制回路设计中的问题

行程程序控制是指执行元件执行某一动作后,由行程发信器发出信号,此信号被输入逻辑控制回路,然后由逻辑控制回路进行逻辑运算并发出下一个执行信号,指挥执行元件完成下一步工作;此动作完成后,又发出新的信号,直到完成预定的全部动作为止。对于一般应用场合的气动行程程序,通常将控制权交给电控系统,采用继电器或 PLC(可编程控制器)完成控制(其控制方法和设计可参阅机电控制技术方面的书籍)。在不能采用电控的场合,则必须设计全气动控制的行程程序控制回路。下面讨论的都是这类全气动控制的行程程序控制回路。

行程程序控制回路的设计方法有:试凑法、逻辑设计法和分组供气法。逻辑设计法分为 X-D 线图法和卡诺图法,其中 X-D 线图法为重点。要熟练掌握 X-D 线图的绘制、障碍信号的判别、障碍信号的消除、列写逻辑函数式、根据逻辑函数式绘制逻辑原理图、根据逻辑原理图绘制气动行程程序回路图等内容。

用 X-D 线图设计气动行程程序时,由主控信号直接控制执行元件动作会出现两种必须消除的障碍:Ⅰ型障碍和Ⅱ型障碍。Ⅰ型障碍指主控信号比所控制的动作长,其多出的部分会阻

碍所控制动作的相反动作。Ⅱ型障碍指在多往复系统中,同一主控信号多次控制不同的动作,如果不加以区别,将产生的控制错误。在多往复系统中出现同一个动作由不同主控信号控制时,只需将不同的主控信号进行逻辑“或”运算即可,这些主控信号不属于障碍信号。

消除Ⅰ型障碍的方法是缩短有障碍的控制信号。其原则是保留信号线的执行段,消除信号线的障碍段,信号线的自由段可有可无。具体方法有:脉冲信号法(将主控信号变为脉冲信号)、逻辑回路法(引入辅助的制约信号或增加记忆元件获得新的制约信号,通过逻辑运算缩短主控信号而得到新的无障碍的派生信号)。

消除Ⅱ型障碍的方法是增加辅助装置、控制回路或记忆元件,将控制不同动作的同一个控制信号按不同的动作加以区别,其中增加记忆元件的方法容易为初学者掌握。

不论是单往复系统还是多往复系统,只要行程程序在不同时刻拥有相同的行程阀状态,则该行程程序就需要增加记忆元件。要保证所增加的记忆元件能分割所有相同的行程阀状态,并且自身不产生新的相同状态。为此,要求增加多个记忆元件时,应按阶梯状布置记忆元件。

2. 气动系统的设计步骤

气动系统设计的步骤是:明确工作要求、设计气动控制回路、选择执行元件、选择控制元件、选择辅助元件、验算压力损失、选择空压机。

16.3 典型例题

例 16-1 绘制气动行程程序 $A_1B_1C_1B_0A_0C_0$ 的 X-D 线图,标出障碍信号的障碍段,并说明是什么障碍。

解 气动行程程序 $A_1B_1C_1B_0A_0C_0$ 为多缸单往复系统,其 X-D 线图如图 16-1 所示。

由于行程程序为单往复系统,故所有障碍都是Ⅰ型障碍。障碍信号的障碍段用在信号线上加锯齿线“~~~~~”表示。

例 16-2 绘制气动行程程序 $A_1B_1B_0B_1B_0A_0$ 的 X-D 线图。标出障碍信号的障碍段,并说明是什么障碍。

解 气动行程程序 $A_1B_1B_0B_1B_0A_0$ 为多缸多往复系统,其 X-D 线图如图 16-2 所示。

障碍信号的障碍段用在信号线上加锯齿线“~~~~~”表示。

控制 A_1 动作的 a_0 信号不存在障碍;控制第一次 B_1 动作的 a_1 信号上的障碍为Ⅰ型障碍;控制第二次 B_1 动作的 b_0 信号的 f 段障碍为Ⅱ型障碍;控制 B_0 动作的 b_1 信号不存在障碍;控制 A_0 动作的 b_0 信号的 g 段(无法画出锯齿线)障碍为Ⅱ型障碍。

例 16-3 设计气动行程程序 $A_1B_1A_0B_0$ 的控制气路图。

解 气动行程程序 $A_1B_1A_0B_0$ 的 X-D 线图如图 16-3 所示。

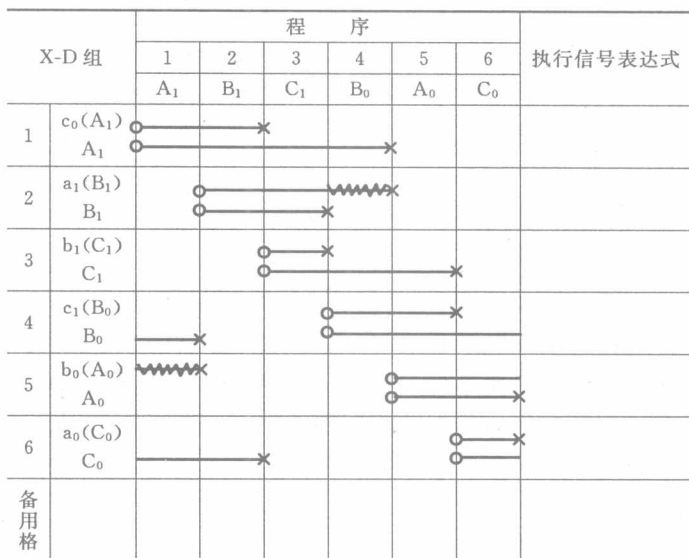


图 16-1 气动行程程序 A₁B₁C₁B₀A₀C₀ 的 X-D 线图

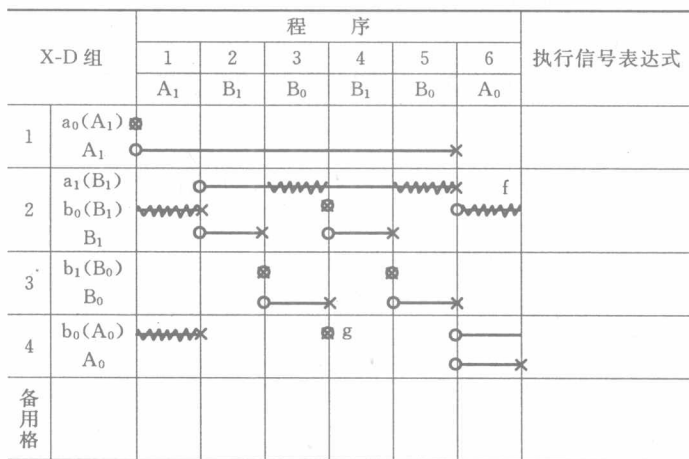


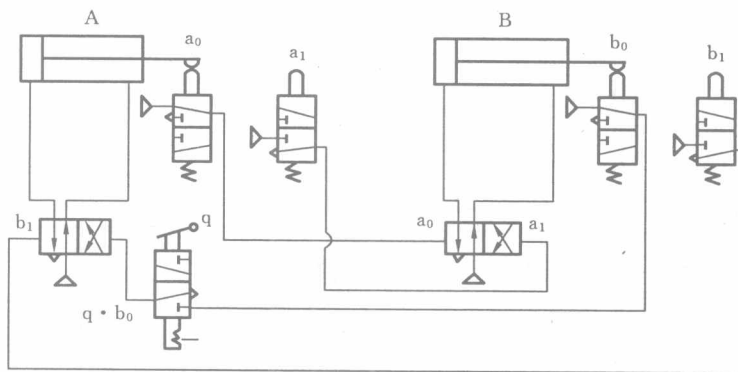
图 16-2 气动行程程序 A₁B₁B₀B₁B₀A₀ 的 X-D 线图

由 X-D 线图可知,所有控制信号都比其所控制的动作短。因此,该行程程序无障碍,所有的动作都由前一动作的行程到位信号控制。增加启动阀后,其控制气路图如图 16-4 所示。

例 16-4 设计气动行程程序 A₁B₁C₁B₀A₀C₀ 的控制气路图。

解 由行程程序可知,三个执行元件被压下的行程阀在每个动作结束后的状态分别如下。
A₁ 动作后: a₁、b₀、c₀; B₁ 动作后: a₁、b₁、c₀; C₁ 动作后: a₁、b₁、c₁; B₀ 动作后: a₁、b₀、c₁; A₀

X-D 组	程 序				执行信号表达式
	1	2	3	4	
	A_1	B_1	A_0	B_0	
1	$b_0(A_1)$ A_1	\times			$b_0^*(A_1) = q \cdot b_0$
2	$a_1(B_1)$ B_1	\times	\times		$a_1^*(B_1) = a_1$
3	$b_1(A_0)$ A_0		\times	\times	$b_1^*(A_0) = b_1$
4	$a_0(B_0)$ B_0	\times		\times	$a_0^*(B_0) = a_0$
备用格					

图 16-3 气动行程程序 $A_1 B_1 A_0 B_0$ 的 X-D 线图图 16-4 气动行程程序 $A_1 B_1 A_0 B_0$ 的控制气路图

动作后： a_0 、 b_0 、 c_1 ； C_0 动作后： a_0 、 b_0 、 c_0 。

将每个执行元件动作后由被压下的行程阀形成的组合称为行程阀的状态。如 A_1 动作后，被压下的行程阀为 a_1 、 b_0 、 c_0 ，可以看出，每个执行元件动作后，行程阀的状态都不相同，故不同的行程阀状态能控制下一个动作。如：用 A_1 动作后形成的第一个状态中的三个信号 a_1 、 b_0 、 c_0 相“与”，作为控制 B_1 动作的执行信号； B_1 动作后形成的第二个状态中的 a_1 、 b_1 、 c_0 三个信号相“与”作为控制 C_1 动作的执行信号……。这样，完成控制回路虽然很复杂（需要十二个“与门”），但是，每个动作都有控制其动作的执行信号，不需要增加其他元件。

气动行程程序 $A_1 B_1 C_1 B_0 A_0 C_0$ 的 X-D 线图如图 16-5 所示。

气动行程程序 $A_1 B_1 C_1 B_0 A_0 C_0$ 的控制气路图如图 16-6 所示。

由此可知，当行程程序的每个执行元件动作后得到的行程阀状态都不相同时，不需要增加

X-D 组	程 序						执行信号表达式
	1	2	3	4	5	6	
	A ₁	B ₁	C ₁	B ₀	A ₀	C ₀	
1	c ₀ (A ₁) A ₁		*		*		$c_0^*(A_1) = q \cdot c_0$
2	a ₁ (B ₁) B ₁			*			$a_1^*(B_1) = a_1 \cdot c_0$
3	b ₁ (C ₁) C ₁			*		*	$b_1^*(C_1) = b_1$
4	c ₁ (B ₀) B ₀	*			*		$c_1^*(B_0) = c_1$
5	b ₀ (A ₀) A ₀	*				*	$b_0^*(A_0) = b_0 \cdot c_1$
6	a ₀ (C ₀) C ₀	*	*				$a_0(C_0) = a_0$
备用格							

图 16-5 气动行程程序 A₁B₁C₁B₀A₀C₀ 的 X-D 线图

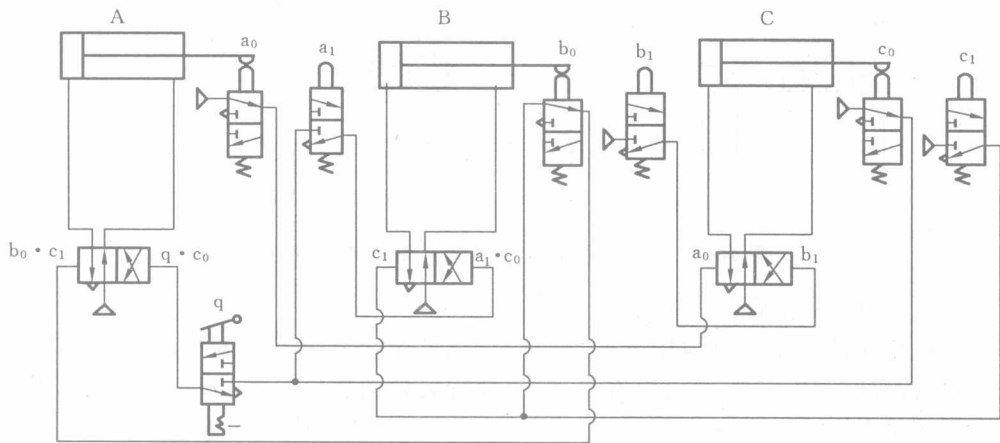


图 16-6 气动行程程序 A₁B₁C₁B₀A₀C₀ 的控制气路图

记忆元件；反之，当行程序每个执行元件动作之后得到的行程阀状态相同时，则需要增加记忆元件来区分。这一点将在下例中说明。

例 16-5 设计气动行程程序 A₁B₁B₀A₀ 的控制气路图。

解 由行程程序可知，两个执行元件被压下的行程阀在每个动作结束后的状态分别如下。

A_1 动作后: a_1 、 b_0 ; B_1 动作后: a_1 、 b_1 ; B_0 动作后: a_1 、 b_0 ; A_0 动作后: a_0 、 b_0 。

可以看出,在 A_1 动作和 B_0 动作后行程阀的状态相同,都是 $a_1 b_0$ 。因此,该行程序在四个动作后共得到三个不同的行程阀状态,不能由这三个状态控制四个不同的动作。该行程序必须增加记忆元件,用以消除相同的行程阀状态。

由于两个相同的行程阀的状态是在 A_1 动作和 B_0 动作后产生,因此,记忆元件应分别加在 A_1 动作和 B_0 动作之前。设增加的记忆元件为两位四通阀 K , K 阀在两个控制信号的作用下处于左右两位,并分别得到两个输出信号。 K 阀的左右两位分别用 K_0 和 K_1 表示,对应的输出信号分别用 $K_{b_1}^{a_0}$ 和 $K_{a_0}^{b_1}$ 表示,如图 16-7 中备用格所示。增加记忆元件 K 后,可以得出行程程序的执行信号表达式,如图 16-7 中所示。根据此执行信号表达式,能绘制行程程序的控制气路图(此处略)。

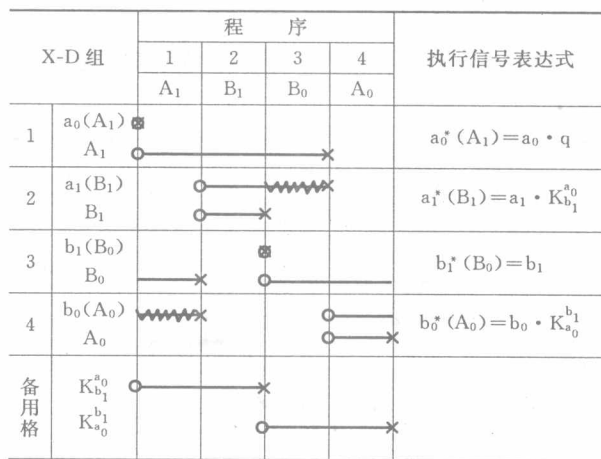


图 16-7 气动行程程序 $A_1 B_1 B_0 A_0$ 的 X-D 线图

若将增加的记忆元件 K 视为执行元件,其左右两位 K_1 和 K_0 分别视为执行元件的伸出和缩回,则增加记忆元件后的行程程序表示为 $A_1 B_1 K_1 B_0 A_0 K_0$ 。与例 16-4 比较,本例中增加记忆元件后的行程程序与例 16-4 中行程程序动作顺序完全相同,只不过将符号 C 换成了符号 K 。因此,例 16-4 中的控制气路图也适用本例。由此设计的控制气路图如图 16-8 所示,图中记忆元件的输出信号 $K_{b_1}^{a_0}$ 和 $K_{a_0}^{b_1}$ 直接代替图 16-6 中的 c_0 和 c_1 信号,其余部分完全相同。

比较图 16-7 中的执行信号表达式和图 16-8 中的控制气路图,可看出有两处气路连接与执行信号表达式不同: A_1 动作的执行信号表达式是 $a_0 q$,气路连接为 $q K_{b_1}^{a_0}$; B_0 动作的执行信号表达式是 b_1 ,气路连接为 $K_{a_0}^{b_1}$ 。请读者自行分析两种连接方式对行程程序动作有无影响。

例 16-6 设计气动行程程序 $A_1 B_1 C_1 B_0 D_1 B_1 C_0 B_0 A_0 D_0$ 的控制气路图。

解 行程程序 $A_1 B_1 C_1 B_0 D_1 B_1 C_0 B_0 A_0 D_0$ 的 X-D 线图如图 16-9 所示。

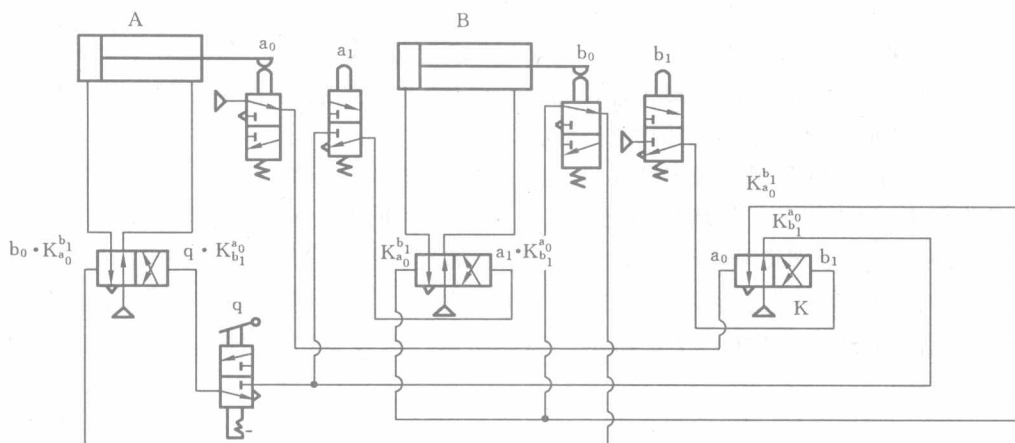


图 16-8 气动行程程序 $A_1 B_1 B_0 A_0$ 的控制气路图

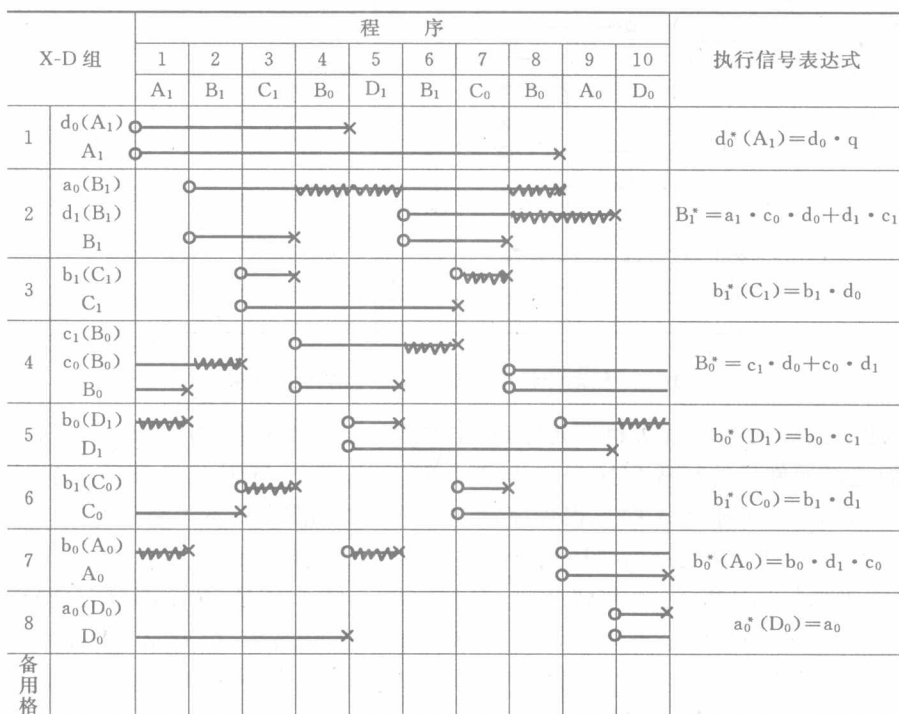


图 16-9 行程程序 $A_1 B_1 C_1 B_0 D_1 B_1 C_0 B_0 A_0 D_0$ 的 X-D 线图

简单的控制线路可以由具有逻辑功能的气动阀类元件组成,如例 16-4 和例 16-5。本例中,由 X-D 线图图中的执行信号表达式可知,控制线路较为复杂,通常采用具有集成功能的气动逻辑元件组成控制气路。绘制控制气路图如图 16-10 所示。

例 16-7 设计气动行程程序 $A_1 B_1 B_0 B_1 B_0 A_0$ 的控制气路图。

解 由行程程序可知,在每个动作结束后被压下的行程阀分别如下。

A_1 动作后: a_1 、 b_0 ;

第一次 B_1 动作后: a_1 、 b_1 ;

第一次 B_0 动作后: a_1 、 b_0 ;

第二次 B_1 动作后: a_1 、 b_1 ;

第二次 B_0 动作后: a_1 、 b_0 ;

A_0 动作后: a_0 、 b_0 。

可以看出, $a_1 b_0$ 状态重复出现了三次。采用增加记忆元件的方法将这三次重复出现的状态加以区别,记忆元件应加在 A_1 动作前(A_0 动作后)、第一次 B_0 动作前、第二次 B_0 动作前。

$a_1 b_1$ 状态重复出现了两次。采用增加记忆元件的方法区别这两次重复出现的状态,记忆元件应加在第一次 B_1 动作前或 A_1 动作前,或 A_0 动作前、第二次 B_1 动作前。

综合考虑,记忆元件应加在 A_1 动作前(A_0 动作后)、第一次 B_0 动作前、第二次 B_1 动作前、第二次 B_0 动作前。

当记忆元件为两位四通阀(也可以是双稳元件)时,由于每个两位四通阀有两个稳定状态,因此,需要增加两位四通阀的数目为 2。设增加的两个两位四通阀为 X 和 Y,每个阀对应的左右两位分别为 X_1 , X_0 , Y_1 , Y_0 。将它们按阶梯状加在原行程程序中,得到新的行程程序 $A_1 B_1 X_1 B_0 Y_1 B_1 X_0 B_0 A_0 Y_0$ 。

提示 对比例 16-6,可以发现,新的行程程序与例 16-6 中的行程程序动作顺序相同,只不过将符号 C 换成了 X、将符号 D 换成了 Y。因此,将记忆元件 X、Y 的输出信号分别代替 C、D 缸的行程阀信号后,例 16-6 的控制气路也适用本例。

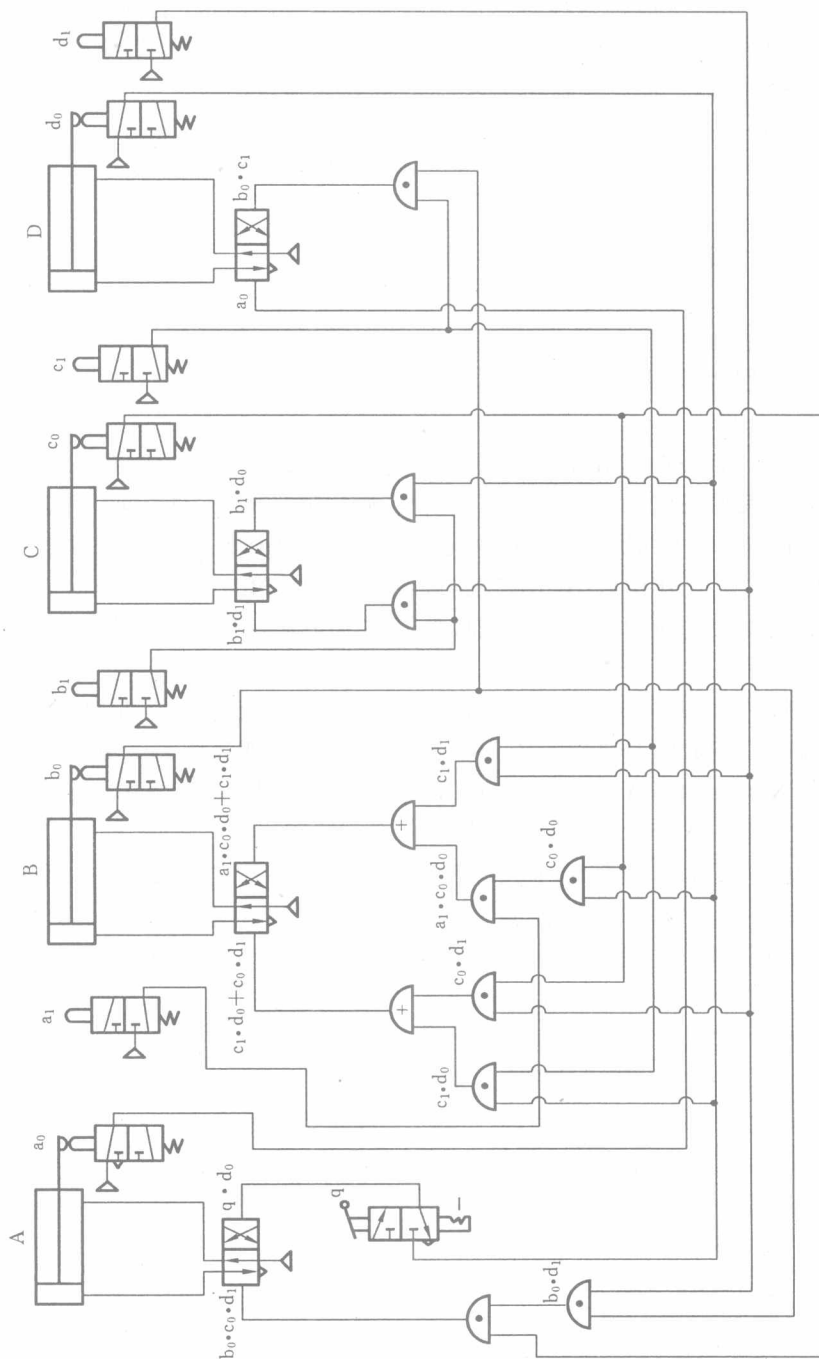


图 16-10 行程程序 A1B1C1B0D1B0C0B0A0D0 的控制气路图

综合测试题

测试题 1

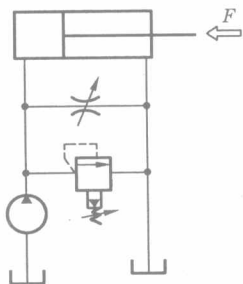
一、填空题(每空 1 分,共 25 分)

1. 除了液压介质外,一般的液压传动系统,从系统组成上看包括()、()、()和()四部分。
2. 双作用叶片泵的定子曲线由两段()、两段()及四段()组成;吸、压油窗口位于()段。
3. 斜盘式轴向柱塞泵构成吸、压油密闭工作腔的三对运动摩擦副分别为()与()、()与()、()与()。
4. 变量泵是指排量可以改变的液压泵,请给出其中两种变量泵的名称:()、()。
5. 液压控制阀按照阀口的结构特点,可以分为()、()、()、射流管式和喷嘴挡板式等。
6. 作用在阀芯上的液动力根据液压动力产生的原因和特点,分为()和瞬态液动力。
7. 调速阀是由()和()串联而成的,旁通型调速阀是由()和()并联而成。
8. 压力控制阀根据控制功能分类,有溢流阀、()及()三种。
9. 空气的相对湿度为 90%,其物理意义是()。
10. 空气压缩机的种类很多,按工作原理分为容积型和()型。

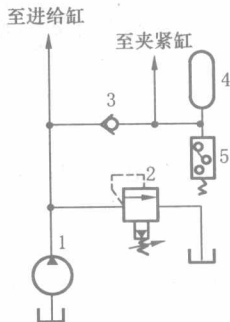
二、问答题(每题 5 分,共 40 分)

1. 什么是齿轮泵的困油现象?困油对齿轮泵的工作性能有什么危害?一般应如何解决?内啮合齿轮泵是否也存在困油问题?
2. 试从吸入特性(或吸入真空度)、容积效率特性、耐工作介质污染能力等方面比较外啮合齿轮泵、斜盘式轴向柱塞泵、叶片泵(单作用及双作用)的差别。
3. 有三个液压阀,已知其中有溢流阀、减压阀和顺序阀各一,若阀上铭牌脱落,请问:如果不拆开,可用什么办法将它们区分开?溢流阀能否直接当作顺序阀使用,为什么?
4. 为什么调速阀的调速性能好于一般的节流阀?测 1-1 图所示的旁路节流调速回路中的溢流阀起什么作用?溢流节流阀能用于旁路节流调速回路吗?为什么?
5. 蓄能器在液压回路中的作用有哪些?测 1-2 图所示机床工件夹紧系统中的蓄能器起什

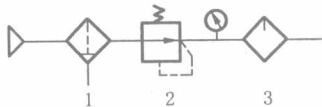
么作用?



测 1-1 图 旁路节流
调速回路



测 1-2 图 机床工件夹紧
系统(局部)



测 1-3 图 气压传动系统
进气管路

6. 为什么斜轴型(连杆型)轴向柱塞泵的斜轴角可达 40° ，而斜盘型(直杆型)轴向柱塞泵的斜盘角一般不超过 20° ?

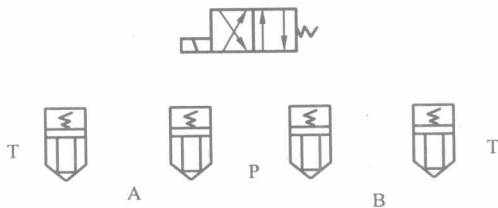
7. 如测 1-3 图所示气压传动系统的进气管路中，元件 1、2、3 因为经常一块使用而被称为“气动三联件”，请说出它们的具体名称，并简要说明元件 3 的作用。

8. 能否用二位四通双气控换向阀代替双稳元件使用？为什么？

三、画图题(10 分)

1. 请画图说明什么是差动连接回路。(5 分)

2. 试用测 1-4 图中给定的电磁换向阀为先导控制阀，与四个逻辑单元组合成具有图示二位四通控制作用的换向阀。(5 分)



测 1-4 图 逻辑单元与换向阀



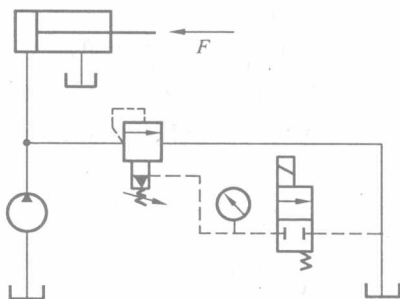
四、计算题(12 分)

1. 如测 1-5 图所示，用压力表测试溢流阀的先导阀前腔压力，如果溢流阀的调定压力为 4 MPa，液压缸的活塞直径为 15 cm， F 为液压缸所受负载，请问：

(1) 当 F 为无限大，且电磁阀断电时，压力表的读数是多少？(2 分)

(2) 当 $F=35\ 325\text{ N}$ ，且电磁阀断电时，压力表的读数是多少？(2 分)

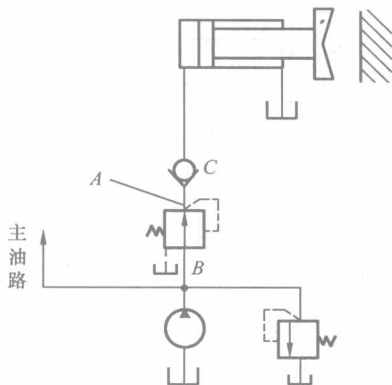
(3) 当 $F=35\ 325\text{ N}$, 且电磁阀通电时, 压力表的读数是多少? (2 分)



测 1-5 图 用压力表测试溢流阀先导阀前腔压力

2. 如测 1-6 图所示的夹紧回路中, 如溢流阀的调整压力 $p_y=5\text{ MPa}$, 减压阀调整压力 $p_j=2.5\text{ MPa}$ 。试解答下列问题, 并说明在这些情况中减压阀阀芯分别处于什么状态(不考虑单向阀及管路上的压降损失)。

- (1) 当泵压力为 5 MPa 时, 夹紧液压缸使工件夹紧后, A 点、C 点压力为多少? (2 分)
- (2) 当泵压力由于其他工作缸的快进、压力降至 $p_b=1.5\text{ MPa}$ 时(工件原先处于夹紧状态), A 点、C 点压力各为多少? (2 分)
- (3) 夹紧缸在未夹紧工件前做空载运动时, A、B、C 三点压力为多少? (2 分)

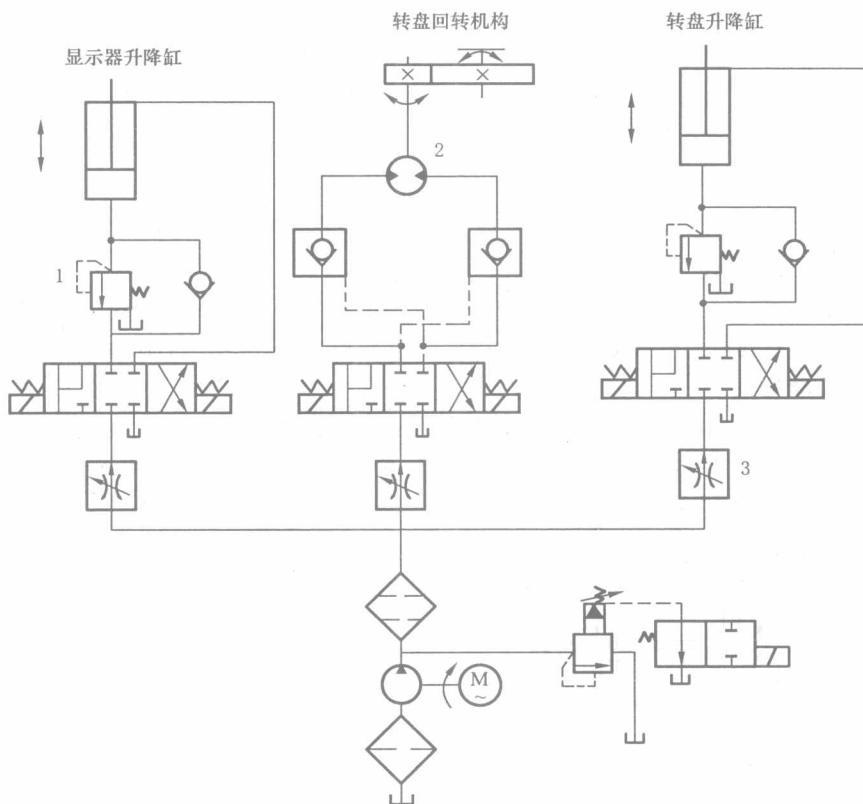


测 1-6 图 夹紧回路

五、分析题(13 分)

如测 1-7 图所示为 X 光透视机液压系统,请回答:

- (1) 图中符号 1、2、3 分别代表什么元件?(3 分)
- (2) 泵的卸荷方法是怎样的?(3 分)
- (3) 系统如何实现液压缸的平稳下降控制?(4 分)
- (4) 系统中两个液控单向阀起什么作用?(3 分)



测 1-7 图 X 光透视机液压系统

测试题 2

一、填空题(每题 1 分,共 20 分)

1. 流体在流动过程的能量损失按照产生的机理与损失分布区域特点分为()损失和()损失两种。
2. 为了消除齿轮泵的困油现象,通常在两侧盖板上开(),使闭死容积由大变小时与()腔相通,闭死容积由小变大时与()腔相通。
3. 外啮合齿轮泵位于轮齿逐渐脱开啮合的一侧是()腔,位于轮齿逐渐进入啮合的一侧是()腔。
4. 低速大扭矩液压马达是重型机械装备中常用的液压马达,根据结构工作原理目前有很多种,请写出两种低速大扭矩液压马达的名称:()、()。
5. 电液伺服控制阀的液压放大器根据可变阻尼结构的特点来分,常用的有()、()、()三种。
6. 两个液压马达主轴刚性连接在一起组成双速换接回路,当两马达串联时,其转速为();当两马达并联时,其转速为(),而输出扭矩()。串联和并联两种情况下回路的输出功率()。
7. 液压泵的理论排量是指()。
8. 在高压叶片泵中,采用子母叶片、梯形叶片、柱销叶片等结构主要是为了减小叶片在()区时叶片顶部与定子表面间的接触应力和磨损。
9. 为了检修方便,应在蓄能器与管路之间安装()阀,为了防止液压泵停机或卸荷时蓄能器内液体倒流,通常在蓄能器与液压泵之间安装()阀。

二、单项选择题(每题 2 分,共 30 分)

1. 液压缸活塞运动速度取决于()。
A. 负载 B. 流量 C. 活塞面积 D. 压力
2. 以下可以实现变量的泵是()。
A. 外啮合齿轮泵 B. 螺杆泵 C. 单作用叶片泵 D. 内啮合齿轮泵
3. 流体流经薄壁小孔时的流量与其前后压差的()成正比。
A. 一次方 B. 二次方 C. 三次方 D. 1/2 次方
4. 在定量泵节流调速阀回路中,旁通型调速回路只能安放在()。
A. 进油路 B. 回油路 C. 旁油路
5. 泵在额定转速和额定压力下的输出流量称为()。
A. 实际流量 B. 理论流量 C. 额定流量
6. 当控制阀的开口一定,阀的进、出口压力相等时,通过节流阀的流量为()。

- A. 0 B. 某调定值 C. 某变值 D. 无法判断

7. 在调速阀旁路节流调速回路中,调速阀的节流开口一定,当负载从 F_1 降到 F_2 时,若考虑泵内泄漏变化因素,液压缸的运动速度()。

- A. 增加 B. 减少 C. 不变 D. 无法判断

8. 为了减小轴向柱塞泵的流量脉动,设计时宜取柱塞数目为()。

- A. 奇数 B. 偶数 C. 奇数或偶数

9. 为了防止立式液压缸及其部件因自重而自行下落或在下行运动中因为自重而失速,应采用()。

- A. 卸荷回路 B. 平衡回路 C. 保压回路 D. 增压回路

10. 伯努利方程反映了流体流动过程中的()守恒。

- A. 质量 B. 动量 C. 能量 D. 其他

11. 液压系统的压力大小取决于()。

- A. 负载 B. 液压泵 C. 溢流阀 D. 节流阀

12. 液体在流动过程中存在的气穴问题主要与该液体的()有关。

- A. 密度 B. 粘度
C. 饱和蒸汽压力(汽化压力) D. 体积弹性模量

13. 按照泵输出流量的脉动率从高到低排序,以下正确的是()。

- A. 轴向柱塞泵,双作用叶片泵,外啮合齿轮泵,螺杆泵
B. 外啮合齿轮泵,双作用叶片泵,轴向柱塞泵,螺杆泵
C. 外啮合齿轮泵,双作用叶片泵,螺杆泵,轴向柱塞泵
D. 外啮合齿轮泵,轴向柱塞泵,双作用叶片泵,螺杆泵

14. 设计先导型溢流阀时,从提高调压精度的角度分析,先导阀的复位弹簧刚度宜取得()一些。

- A. 大 B. 小 C. 根据条件确定

15. 有两个调整压力分别为 10 MPa 和 20 MPa 的溢流阀串联在液压泵的出口,泵的出口压力为()。

- A. 10 MPa B. 20 MPa C. 30 MPa

三、问答题(每题 6 分,共 30 分)

1. 齿轮泵的径向力不平衡是怎样产生的?会带来什么后果?消除径向力不平衡的措施有哪些?

2. 什么是气穴和气蚀?

3. 分析说明先导式溢流阀阀芯上的阻尼孔堵塞后会出现什么问题。

4. 请画出调速阀的简化符号,并说明其保持流量稳定的机理。

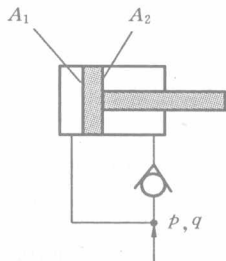
5. “是”门元件与“非”门元件结构相似,“是”门元件中阀芯底部有一弹簧,“非”门元件中却

没有,说明“是”门元件中弹簧的作用。去掉该弹簧“是”门元件能否正常工作?为什么?

四、计算题(每题 10 分,共 20 分)

1. 如测 2-1 图所示, 如果液压缸两腔的面积 $A_1=100 \text{ cm}^2$, $A_2=40 \text{ cm}^2$, 泵的供油量 $q=40 \text{ L/min}$, 供油压力 $p=2 \text{ MPa}$, 所有损失均忽略不计, 试求:

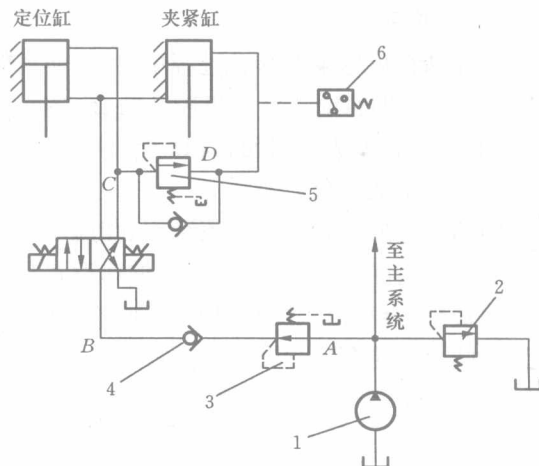
- (1) 液压缸在该工况下可能产生的最大推力;
- (2) 若差动快进管内允许流速为 4 m/s , 管径 d 的大小。



测 2-1 图 液压缸

2. 如测 2-2 图所示机床定位夹紧液压系统, 设主油路关闭, 不计沿程流动损失及液流通过单向阀等阀口的局部损失, 并假设定位过程中定位缸活塞运动的阻力可以忽略, 试解答如下问题。

- (1)图中符号 1,2,3,4,5,6 各代表什么液压元件?(6分)
- (2)换向阀是几位几通的?(1分)
- (3)请结合原理图简述夹紧定位过程。(3分)



测 2-2 图 机床定位夹紧液压系统

综合测试题参考答案

测试题 1

一、填空题

1. 液压泵(或动力元件), 液压缸或液压马达(或执行元件), 液压阀(或控制元件), 辅助元件
2. 大半径圆弧, 小半径圆弧, 过渡曲线, 过渡曲线
3. 滑靴, 斜盘, 柱塞, 缸体孔, 配流盘, 缸体端面
4. 轴向柱塞泵, 径向柱塞泵(或单作用叶片泵)
5. 滑阀, 锥阀, 球阀, 平板阀其中三个
6. 稳态液动力
7. 定差减压阀, 节流阀, 溢流阀, 节流阀
8. 减压阀, 顺序阀
9. 在相应的温度压力条件下, 空气的绝对湿度与饱和绝对湿度的比值为 90%。
10. 速度

二、问答题

1. 外啮合齿轮泵在啮合过程中, 为了使齿轮运转平稳且连续不断吸、压油, 齿轮的重合度 ϵ 必须大于 1, 即在前一对轮齿脱开啮合之前, 后一对轮齿已进入啮合。在两对轮齿同时啮合时, 它们之间就形成了闭死容积。此闭死容积随着齿轮的旋转先由大变小, 后由小变大, 因此齿轮泵存在困油现象。

困油会造成齿轮泵工作不稳定, 伴随压力波动和气穴现象而产生振动噪声, 出现油液发热现象等。为消除困油现象, 常在泵的前后盖板或浮动轴套(浮动侧板)上开卸荷槽, 使闭死容积限制为最小, 容积由大变小时与压油腔相通, 容积由小变大时与吸油腔相通。

内啮合齿轮泵不存在困油问题。

2. 几种液压泵的比较见下表:

性 能	类 型			
	齿轮泵	柱塞泵	单作用叶片泵	双作用叶片泵
吸入特性	好	差	较差	较差
容积效率	低	高	较低	较低
耐污染性能	好	差	较差	较差

3. 对阀的一个油口充入液压油,其另一油口有油流出的为减压阀;对剩下的两个阀,可以观察其油口个数,顺序阀一般在先导阀上有一个外泄油口,若无则为溢流阀。(也可采用其他可行的方法)

4. 因为调速阀通过定差减压阀可以对节流阀进出口的压力进行补偿,从而使节流阀前后压差不随负载变化而波动。

溢流阀起安全阀作用。

溢流节流阀不能用于旁路节流回路,因为此时溢流阀无法对节流阀压差起补偿作用。

5. (1)作辅助油源或紧急动力源;(2)保压;(3)消除压力脉动或流量脉动,吸收液压冲击。

图中蓄能器起补充泄漏、保持压力的作用。

6. 因为斜轴型泵采用连杆结构,可以减小柱塞与缸孔间的径向接触压力,从而减小摩擦磨损;而斜盘型柱塞泵的柱塞对缸体的径向作用力与斜盘角的正弦成正比,为了减小柱塞副间的摩擦磨损,取较小的斜盘角。

7. 1 为分水滤气器,2 为减压阀,3 为油雾器。

油雾器在压缩气中掺入润滑油,对气压元件的运动副起润滑作用。

8. 二位四通双气控换向阀能代替双稳元件使用。二位四通双气控换向阀是具有双稳态输出的方向控制阀,其逻辑功能为“双稳”逻辑。

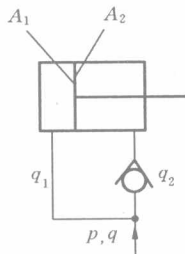
双稳元件不能代替二位四通双气控换向阀使用。二位四通双气控换向阀在某些场合可将 A、B 口和 P、O 口掉换使用;双稳元件不能实现 A、B 口和 P、O 口掉换使用,而必须要求 P 口为气源口, A、B 口为输出口, O 口为排空口,否则 A、B 口中有一个接气源,双稳的四个口全部相通。

提示 在使用中应注意:二位四通双气控换向阀阀芯磨损后,将产生泄漏,且不可补偿;双稳元件阀芯磨损后具有自补偿功能。双稳元件的通径较小,不宜直接驱动执行元件。

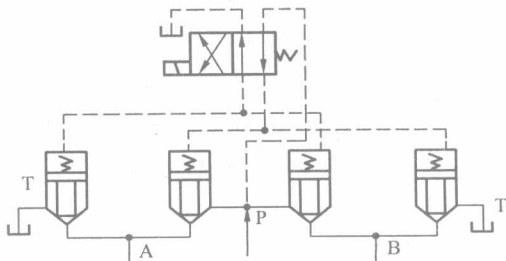
三、画图题

1. 如附图 1 所示,单活塞杆液压缸的左、右两腔同时通压力油的连接方式称为差动连接。

2. 如附图 2 所示。



附图 1 差动连接



附图 2 二位四通换向阀

四、计算题

1. (1) 约 4 MPa; (2) 2 MPa; (3) 0

2. 2.5 MPa, 2.5 MPa, 减压阀阀口关闭; 1.5 MPa, 2.5 MPa, 减压阀阀口打开; 0、0、0, 减压阀阀口打开

五、分析题

(1) 1 为顺序阀, 2 为双向定量液压马达, 3 为调速阀; (2) 先导溢流阀控制口上的电磁阀断电后泵卸荷; (3) 由单向阀与顺序阀组成的平衡回路实现; (4) 使液压马达锁紧。

测试题 2

一、填空题

1. 沿程压力, 局部压力
2. 卸荷槽, 压油腔, 吸油腔
3. 吸油, 排油
4. 曲轴连杆径向柱塞式液压马达, 多作用内曲线径向柱塞液压马达(或双作用叶片马达)
5. 滑阀式、射流管式、喷嘴挡板式
6. 高速, 低速, 大, 相等
7. 液压泵传动轴转动一周由于密封容积的扩大和缩小, 理论上能够排出的液体的体积
8. 吸液
9. 截止, 单向

二、单项选择题

1. A 2. C 3. D 4. A 5. C 6. A 7. A 8. A 9. B 10. C 11. A 12. C
13. D 14. B 15. C

三、问答题

1. 不平衡径向力的来源主要有两个: 啮合力、周向液压作用力(主要成分), 因为轴受力不平衡, 易发生弯曲变形。

径向不平衡力对齿轮泵的啮合状态有不利影响, 造成振动噪声; 且会使轴承受力不好, 寿命降低, 甚至造成齿顶对泵腔内表面的刮削等。

解决方法主要是减小周向不平衡作用力, 使液压力沿周向分布均匀, 如扩大高压区作用范围角、扩大低压区、减小高压区包角、液压平衡法等。减小齿宽, 增大齿轮直径有利于减小径向作用力。

2. 参见第 14 面

3. 阻尼孔堵塞后, 先导阀将起不到调压作用, 主阀口进油压力直接作用于主阀芯上, 由于

主阀弹簧刚度系数较小,预紧力不大,故在液压力作用下很容易克服弹簧力和摩擦力而使阀芯上移、阀口打开而溢流。

4. 如附图 3 所示为调速阀简化符号。



附图 3 调速阀符号

调速阀是由定差减压阀与节流阀串联而成的,节流阀进口压力和出口压力分别作用在减压阀阀芯两端,与减压阀调压弹簧力、摩擦力、液动力平衡,使得节流阀进出口压力差基本不受负载和进油口压力波动的影响,在节流阀开度确定时,保持通过节流阀的流量基本稳定。

5. “是”门元件去掉弹簧后仍具有“是”门的逻辑功能,可正常工作。因为“是”门元件中的弹簧和气源的作用相同,“是”门元件的气源口始终接气源,故弹簧可去掉。

“是”门元件也作“与”门元件使用,“与”门元件去掉弹簧将不能正常工作。当“与”门元件由两个输入口 a、b 都无信号时,转为 b 口有信号。在此转化过程中,按“与”门逻辑关系,输出应为无信号。但是,若“与”门去掉弹簧,a、b 口都无信号时,弹簧上面的阀片将不能关闭 b 口和输出的通道。此时,b 口突然接通气信号,则将在输出端获得输出。虽然随着 b 口信号增强,阀片将立即关闭 b 口和输出的通道,使输出口无气信号,但是在输出口产生的这一脉冲输出仍然不符合“与”逻辑关系。

四、计算题

1. 12 000 N ; 18 mm

2. (1) 1 为定量泵(液压泵); 2 为溢流阀; 3 为减压阀; 4 为单向阀; 5 为换向阀; 6 为压力继电器

(2) 二位四通

(3) 换向阀电磁铁通电,右位工作,液压泵供油进入定位缸,因压力尚未达到夹紧缸回路上的顺序阀调定值,故夹紧缸未动作。当定位缸结束定位后,压力上升,顺序阀开启,压力油进入夹紧缸上腔,夹紧缸开始动作,完成工件夹紧。当夹紧结束后,压力升高至压力继电器调定值,发出信号,使主油路开通。

参 考 文 献

- [1] 杨曙东,何存兴. 液压传动与气压传动[M]. 武汉:华中科技大学出版社,2008.
- [2] 许福玲,陈尧明. 液压与气压传动[M]. 北京:机械工业出版社,2006.
- [3] 阎祥安,曹玉平. 液压传动与控制习题集[M]. 天津:天津大学出版社,2004.
- [4] 张利平. 液压与气动技术[M]. 北京:化学工业出版社,2007.
- [5] 严金坤,王钧功. 液压传动例题与习题[M]. 北京:国防工业出版社,1996.
- [6] 苏杭,刘延俊. 液压与气压传动学习及实验指导[M]. 北京:机械工业出版社,2006.